



*ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ  
ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ  
ΤΟΜΕΑΣ ΝΑΥΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ*

**ΕΚΜΕΤΑΛΛΕΥΣΗ ΑΠΟΡΡΙΠΤΟΜΕΝΗΣ  
ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΧΑΜΗΛΩΝ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΩΝ  
ΝΑΥΤΙΚΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL  
ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΟΡΓΑΝΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE**

---

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ  
του  
Καλικάτζαράκη Μιλτιάδη**

**Επιβλέπων: Χρίστος Αθ. Φραγκόπουλος, Καθηγητής Ε.Μ.Π.**

Αθήνα  
Οκτώβριος 2013



## Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τον επιβλέποντα καθηγητή μου, κύριο Χρίστο Αθ. Φραγκόπουλο, χωρίς τη βοήθεια, την καθοδήγηση και την υπομονή του οποίου δεν θα ήταν δυνατή η εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους κυρίους Ν. Κακκαλή και Γ. Δημόπουλο του Νορβηγικού Νηογνώμονα για το ενδιαφέρον και τη βοήθεια που μου παρείχαν προς την επιτυχή ολοκλήρωση αυτής της προσπάθειας. Τέλος, ένα μεγάλο ευχαριστώ στην οικογένειά μου για τη συμπαράστασή της καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.



## Περιεχόμενα

<b>Εισαγωγή</b> .....	<b>1</b>
<b>Κεφάλαιο 1. Ο οργανικός κύκλος Rankine</b> .....	<b>3</b>
1.1 Εισαγωγή.....	3
1.2 Θερμοδυναμική προσέγγιση .....	3
1.2.1 Απλός Κύκλος Rankine.....	3
1.2.2 Υποκρίσιμος και Υπερκρίσιμος Κύκλος Rankine .....	6
1.3 Παραλλαγές του Απλού Κύκλου Rankine .....	8
1.3.1 Εισαγωγή.....	8
1.3.2 Κύκλος Rankine με Αναθέρμανση .....	8
1.3.3 Κύκλος Rankine με Αναγεννητική Προθέρμανση.....	9
1.3.4 Σύστημα Δύο Συνδεόμενων Κύκλων Rankine .....	11
<b>Κεφάλαιο 2. Οργανικά Ρευστά</b> .....	<b>13</b>
2.1 Εισαγωγή.....	13
2.2 Νερό ως Εργαζόμενο Μέσο .....	13
2.3 Οργανικά Ρευστά ως Εργαζόμενα Μέσα.....	13
2.4 Ζεοτροπικά Μείγματα Οργανικών Ρευστών .....	17
<b>Κεφάλαιο 3. Εφαρμογές Οργανικών Κύκλων Rankine</b> .....	<b>19</b>
3.1 Εισαγωγή.....	19
3.2 Εφαρμογές Ανάκτησης Θερμότητας.....	20
3.2.1 Γεωθερμία .....	20
3.2.2 Ηλιακές Εφαρμογές .....	22
3.2.3 Καύση Βιομάζας .....	27
3.2.4 Ανάκτηση Θερμότητας από Μηχανές Εσωτερικής Καύσεως (Μ.Ε.Κ).....	28
<b>Κεφάλαιο 4. Επιλογή Συστήματος και Εργαζόμενου Μέσου</b> .....	<b>33</b>
4.1 Εισαγωγή.....	33
4.2 Το Ναυτικό Σύστημα Πρόωσης.....	33
4.3 Επιλογή Κύκλου και Εργαζόμενου Μέσου .....	38
4.3.1 Οργανικά Ρευστά υπό Μελέτη.....	38
4.3.2 Συνθήκες Λειτουργίας των υπό Μελέτη Οργανικών Κύκλων.....	42
4.3.3 Θεωρία του Σημείου Σύγκλισης.....	44

4.3.4	Απλός Κύκλος Rankine .....	47
4.3.5	Κύκλος Rankine με Αναγεννητική Προθέρμανση .....	52
4.3.6	Σύστημα δυο Συνδεόμενων Κύκλων Rankine .....	61
4.4	Αποτελέσματα Θερμοδυναμικής Ανάλυσης .....	70
<b>Κεφάλαιο 5. Θερμο-οικονομική Ανάλυση.....</b>		<b>77</b>
5.1	Εισαγωγή .....	77
5.2	Εναλλάκτες Θερμότητας .....	77
5.3	Εκτονωτής .....	83
5.4	Τροφοδοτική Αντλία .....	88
5.5	Στοιχεία Οικονομικής Ανάλυσης .....	88
5.6	Στοιχεία Περιβαλλοντικής Ανάλυσης .....	92
5.7	Αποτελέσματα Θερμο-οικονομικής Ανάλυσης.....	93
<b>Κεφάλαιο 6. Πολυκριτηριακή Σύγκριση Συστημάτων .....</b>		<b>98</b>
6.1	Εισαγωγή .....	98
6.2	Μέθοδος ASPID .....	98
6.3	Μέθοδος Κυκλικών Τομέων.....	104
6.4	Συμπεράσματα .....	108
<b>Κεφάλαιο 7. Θερμο-οικονομική Βελτιστοποίηση .....</b>		<b>110</b>
7.1	Εισαγωγή .....	110
7.2	Θερμό-οικονομική Βελτιστοποίηση Συστήματος .....	110
7.2.1	Διατύπωση του Προβλήματος Βελτιστοποίησης .....	110
7.2.2	Αντικειμενική Συνάρτηση και Μεταβλητές Βελτιστοποίησης .....	111
7.2.3	Μέθοδος Επίλυσης του Προβλήματος Βελτιστοποίησης.....	113
7.3	Γενετικοί Αλγόριθμοι .....	113
7.3.1	Γενικά .....	113
7.3.2	Δομή ενός Γενετικού Αλγορίθμου.....	115
7.3.3	Γενετικοί Τελεστές .....	115
7.3.4	Πλεονεκτήματα Χρήσης Γενετικών Αλγορίθμων .....	116
7.4	Διαδοχικός Τετραγωνικός Προγραμματισμός.....	116
7.4.1	Γενικά .....	116
7.4.2	Βασικά Στοιχεία της Μεθόδου SQP .....	117
7.5	Αποτελέσματα Βελτιστοποίησης.....	118
7.6	Ανάλυση Ευαισθησίας.....	123

7.6.1 Εισαγωγή.....	123
7.6.2 Ειδικό Κόστος Καυσίμου.....	123
7.6.3 Δείκτης Πληθωρισμού Καυσίμου.....	124
7.6.4 Επιτόκιο Αγοράς.....	125
7.6.5 Κόστος Κτήσεως Συστήματος.....	126
7.6.6 Θερμοκρασία Κυκλώματος Ψύξης Γλυκού Νερού.....	127
7.6.7 Λειτουργικό Προφίλ Κύριας Μηχανής.....	130
7.6.8 Διπαραμετρική Μελέτη Κόστους Καυσίμου – Κόστους Κεφαλαίου.....	139
7.7 Συμπεράσματα από την Εφαρμογή της Βελτιστοποίησης.....	140
<b>Κεφάλαιο 8. Γενικά Συμπεράσματα και Προτάσεις για Συνέχιση της Εργασίας.....</b>	<b>141</b>
8.1 Γενικά Συμπεράσματα.....	141
8.2 Προτάσεις προς Βελτίωση και Επέκταση της Εργασίας.....	141
8.2.1 Εργαζόμενα Μέσα.....	141
8.2.2 Εναλλάκτες Θερμότητας.....	141
8.2.3 Εκτονωτής.....	145
8.2.4 Εκμετάλλευση της Απορριπτόμενης Θερμότητας των Καυσαερίων.....	145
8.2.5 Προσομοίωση του όλου συστήματος εκτός του σημείου σχεδιασμού.....	146
<b>Βιβλιογραφία.....</b>	<b>147</b>





## Σχήματα

Σχήμα 1.2.1: Σύστημα απλού κύκλου Rankine.....	3
Σχήμα 1.2.2: Μεταβολές καταστάσεων ρευστού στον απλό κύκλο Rankine. ....	3
Σχήμα 1.2.3: Διάγραμμα Q-T υποκρίσιμου κύκλου.....	6
Σχήμα 1.2.4: Διάγραμμα Q-T υπερκρίσιμου κύκλου.....	6
Σχήμα 1.3.1: Κύκλος Rankine με αναθέρμανση .....	7
Σχήμα 1.3.2: Μεταβολές καταστάσεων ρευστού στον κύκλο Rankine με αναθέρμανση ....	8
Σχήμα 1.3.3: Κύκλος Rankine με αναγεννητική προθέρμανση .....	9
Σχήμα 1.3.4: Μεταβολές καταστάσεων ρευστού στον αναγεννητικό κύκλο Rankine. ....	9
Σχήμα 1.3.5: Μεταβολές καταστάσεων ρευστού .....	10
Σχήμα 1.3.6: Συνδεδεμένοι κύκλοι Rankine.....	11
Σχήμα 2.3.1: Ξηρό – Ισεντροπικό - Υγρό οργανικό ρευστό .....	13
Σχήμα 2.4.1: Μεταβολές καταστάσεων αμιγούς ρευστού και ζεοτροπικού μείγματος στον απλό κύκλο Rankine.....	17
Σχήμα 2.4.2: Θερμοκρασιακό προφίλ ζεοτροπικών μιγμάτων στο εσωτερικό του συμπτυκνωτή.....	17
Σχήμα 3.1.1: Εμπορική εξέλιξη των εγκαταστάσεων OKR .....	18
Σχήμα 3.1.2: Μέρη εφαρμογών των εγκαταστάσεων .....	19
Σχήμα 3.2.1: Γεωθερμικός σταθμός δυαδικού κύκλου .....	21
Σχήμα 3.2.2: Σύστημα OKR των Nguyen, Doherty και Riffat.....	23
Σχήμα 3.2.3: Εγκατάσταση micro-solar OKR στο Λεσότο, Αφρική .....	23
Σχήμα 3.2.4: Εγκατάσταση Ηλιακής Λίμνης .....	25
Σχήμα 3.2.5: Σύστημα OKR καύσεως βιομάζα προς συμπαραγωγή θερμότητας και ηλεκτρικής ενέργειας .....	27
Σχήμα 3.2.6: Ford hemi-head 4-cylinder spark-ignition engine.....	28
Σχήμα 3.2.7: Volkswagen 4-cylinder Indirect-injection diesel engine .....	28
Σχήμα 3.2.8: Σύστημα OKR ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων .....	28
Σχήμα 3.2.9: Σύστημα OKR ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων με προθερμαντήρα .....	29
Σχήμα 3.2.10: Εγκατάσταση ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων με συνδυασμό θερμοηλεκτρικής γεννήτριας – οργανικού κύκλου Rankine.....	31
Σχήμα 4.2.1: Το υπό μελέτη ναυτικό σύστημα πρόωσης .....	32

Σχήμα 4.2.2: Λειτουργικό προφίλ κύριας μηχανής.....	34
Σχήμα 4.2.3: Θερμοκρασίες του συστήματος πρόωσης .....	36
Σχήμα 4.2.4: Θερμικές ισχύες του συστήματος πρόωσης .....	36
Σχήμα 4.2.5: Διάγραμμα Sankey κύριας μηχανής, ονομαστικό σημείο φόρτισης (MCR) .....	38
Σχήμα 4.3.1: Καμπύλες T-s των υπό μελέτη αμιγών οργανικών ρευστών (i) .....	40
Σχήμα 4.3.2: Καμπύλες T-s των υπό μελέτη αμιγών οργανικών ρευστών (ii) .....	40
Σχήμα 4.3.3: Καμπύλες T-s των υπό μελέτη ζεοτροπικών μειγμάτων (i) .....	41
Σχήμα 4.3.4: Καμπύλες T-s των υπό μελέτη ζεοτροπικών μειγμάτων (ii) .....	41
Σχήμα 4.3.5: Διαγράμματα T – ΔΗ των διαθέσιμων θερμικών πηγών .....	45
Σχήμα 4.3.6: Διαγράμματα T – ΔΗ των διαθέσιμων θερμικών πηγών .....	46
Σχήμα 4.3.7: Σύνθετη καμπύλη θερμών ρευμάτων .....	46
Σχήμα 4.3.8: Σύστημα πρόωσης & απλός OKR .....	47
Σχήμα 4.3.9: Καμπύλες θερμού – ψυχρού ρεύματος για διαφορετικές παροχές μάζας .....	49
Σχήμα 4.3.10: Καμπύλες T – ΔΗ των ρευστών του Πίνακα 4.3.10 .....	51
Σχήμα 4.3.11: Σύστημα πρόωσης & αναγεννητικός OKR .....	52
Σχήμα 4.3.12: Αναγεννητικός κύκλος Rankine – Αναγεννητής θερμότητας, θέση 1 .....	53
Σχήμα 4.3.13: Αναγεννητικός κύκλος Rankine – Αναγεννητής θερμότητας, θέση 2 .....	55
Σχήμα 4.3.14: Σύστημα πρόωσης & αναγεννητικός OKR .....	56
Σχήμα 4.3.15: Καμπύλες T – ΔΗ ρευστών που υπόκεινται σε εξάτμιση εντός του αναγεννητή θερμότητας .....	57
Σχήμα 4.3.16 Καμπύλες T – ΔΗ εντός του αναγεννητή θερμότητας .....	58
Σχήμα 4.3.17: Σύστημα πρόωσης & δυο συνδεδεμένοι OKR .....	61
Σχήμα 4.3.18: Υπό μελέτη οργανικά ρευστά του κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας .....	63
Σχήμα 4.3.19: Καμπύλες T – ΔΗ των ρευστών του Πίνακα 4.3.16 .....	64
Σχήμα 4.3.20: Καμπύλες T – ΔΗ των ρευστών του Πίνακα 4.3.18 .....	66
Σχήμα 4.3.21: Θερμοκρασιακά προφίλ ρευστών εντός του συμπυκνωτή / εξατμιστή .....	69
Σχήμα 4.4.1: Διάγραμμα T-s απλού και αναγεννητικού κύκλου Rankine, με εργαζόμενο μέσο το μείγμα R-245ca (50%) / R-365mfc (50%).....	70
Σχήμα 4.4.2: Διάγραμμα T-s συστήματος δυο συνδεδεμένων κύκλων Rankine, με εργαζόμενο μέσο το μείγμα R-245ca (50%) / R-365mfc (50%).....	71

Σχήμα 4.4.3: Διάγραμμα T-s απλού και αναγεννητικού κύκλου Rankine, με εργαζόμενο μέσο το ρευστό R-245fa.....	72
Σχήμα 4.4.4: Διάγραμμα T-s συστήματος δυο συνδεδεμένων κύκλων Rankine, με εργαζόμενο μέσο το ρευστό R-245fa.....	73
Σχήμα 4.4.5: Βαθμοί απόδοσης των κύκλων Rankine του Πίνακα 4.4.5.....	74
Σχήμα 4.4.6: Αποδιδόμενη ισχύς των κύκλων Rankine του Πίνακα 4.4.5.....	75
Σχήμα 4.4.7: Ισχύς του κάθε κύκλου για το σύστημα δύο συνδεδεμένων κύκλων, με εργαζόμενα μέσα τα ρευστά R-245ca (50%) / R-365mfc (50%) και R-413a.....	75
Σχήμα 4.4.8: Ισχύς του κάθε κύκλου για το σύστημα δύο συνδεδεμένων κύκλων, με εργαζόμενα μέσα τα ρευστά R-245fa και R-413a.....	75
Σχήμα 5.2.1: Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας.....	77
Σχήμα 5.2.2: Μεταλλική πλάκα εναλλακτών θερμότητας πλακοειδούς μορφής [Alfalaval].....	78
Σχήμα 5.2.3: Ροή ρευστών στο εσωτερικό του εναλλάκτη.....	78
Σχήμα 5.2.4: Λειτουργικά επίπεδα εναλλακτών θερμότητας.....	79
Σχήμα 5.2.5: Σχεδιαστικά στοιχεία των πλακών του εναλλάκτη θερμότητας.....	81
Σχήμα 5.2.6: Θερμοκρασιακή κατανομή των ρευστών κατά μήκος μιας πλάκας του εναλλάκτη θερμότητας.....	82
Σχήμα 5.3.1: Κατασκευαστικό εύρος ισχύος των διαφόρων τύπων εκτονωτών.....	84
Σχήμα 5.3.2: Κατασκευαστικά στοιχεία σπειροειδούς εκτονωτή.....	85
Σχήμα 5.3.3: Αρχή λειτουργίας σπειροειδούς εκτονωτή.....	85
Σχήμα 5.3.4: Αξονική και ακτινική διαρροή σπειροειδούς εκτονωτή.....	86
Σχήμα 5.3.5: Κατασκευαστικά στοιχεία κοχλιωτού εκτονωτή.....	87
Σχήμα 5.3.6: Μαθηματικό μοντέλο εκτονωτή.....	87
Σχήμα 5.5.1: Κόστος κοχλιωτού εκτονωτή.....	89
Σχήμα 5.7.1: Καθαρή Παρούσα Αξία των συστημάτων OKR.....	97
Σχήμα 5.7.2: Προσδιορισμός του εσωτερικού βαθμού απόδοσης επενδύσεων των συστημάτων OKR.....	98
Σχήμα 6.2.1: Απεικόνιση σε διάγραμμα “αμοιβάδας” των δεικτών συμπεριφοράς απλών κύκλων.....	101
Σχήμα 6.2.2: Απεικόνιση σε διάγραμμα “αμοιβάδας” των δεικτών συμπεριφοράς αναγεννητικών κύκλων.....	102
Σχήμα 6.2.3: Απεικόνιση σε διάγραμμα “αμοιβάδας” των δεικτών συμπεριφοράς δύο συνδεδεμένων κύκλων.....	102
Σχήμα 6.2.4: Απεικόνιση σε διάγραμμα “αμοιβάδας” των σύνθετων δεικτών συμπεριφοράς απλών κύκλων.....	103

Σχήμα 6.2.5: Απεικόνιση σε διάγραμμα “αμοιβάδας” των δεικτών συμπεριφοράς αναγεννητικών κύκλων .....	103
Σχήμα 6.2.6: Απεικόνιση σε διάγραμμα “αμοιβάδας” των δεικτών συμπεριφοράς δύο συνδεόμενων κύκλων .....	104
Σχήμα 6.3.1: Σχηματική απεικόνιση των δεικτών απόδοσης των απλών κύκλων με τη μέθοδο κυκλικών τομέων .....	105
Σχήμα 6.3.2: Σχηματική απεικόνιση των δεικτών απόδοσης των αναγεννητικών κύκλων με τη μέθοδο κυκλικών τομέων .....	105
Σχήμα 6.3.3: Σχηματική απεικόνιση των δεικτών απόδοσης των συστημάτων δύο συνδεόμενων κύκλων με τη μέθοδο κυκλικών τομέων .....	106
Σχήμα 6.3.4: Σχηματική απεικόνιση των σύνθετων δεικτών απόδοσης των απλών κύκλων Rankine με τη μέθοδο κυκλικών τομέων .....	106
Σχήμα 6.3.5: Σχηματική απεικόνιση των σύνθετων δεικτών απόδοσης των αναγεννητικών κύκλων Rankine με τη μέθοδο κυκλικών τομέων .....	107
Σχήμα 6.3.6: Σχηματική απεικόνιση των σύνθετων δεικτών απόδοσης των δύο συνδεόμενων κύκλων με τη μέθοδο κυκλικών τομέων .....	107
Σχήμα 6.4.1: Σχηματική απεικόνιση αποτελεσμάτων μεθόδου ASPID και κυκλικών τομέων .....	108
Σχήμα 7.2.1: Παράμετροι βελτιστοποίησης του συστήματος OKR .....	112
Σχήμα 7.3.1: Δομή ενός απλού γενετικού αλγορίθμου .....	115
Σχήμα 7.4.1: Αλγόριθμος της μεθόδου sqp για το πρόβλημα (7.4.1) .....	118
Σχήμα 7.5.1: Μεταβολή της Καθαρής Παρούσας Αξίας κατά την εξέλιξη του γενετικού αλγορίθμου .....	119
Σχήμα 7.5.2: Μεταβολή της Καθαρής Παρούσας Αξίας κατά την εξέλιξη του αλγορίθμου βελτιστοποίησης με τη μέθοδο SQP .....	120
Σχήμα 7.5.3: Κόστος καυσίμου που αποφεύγεται σε κάθε φορτίο της κύριας μηχανής ...	122
Σχήμα 7.5.4: Κόστος κτήσεως και εγκατάστασης του συστήματος OKR.....	123
Σχήμα 7.6.1: Επίδραση της τιμής του ειδικού κόστους καυσίμου στην βέλτιστη τιμή της Καθαρής Παρούσας Αξίας της επένδυσης .....	124
Σχήμα 7.6.2: Επίδραση της τιμής του δείκτη πληθωρισμού του καυσίμου στην βέλτιστη τιμή της Καθαρής Παρούσας Αξίας της επένδυσης.....	125
Σχήμα 7.6.3: Επίδραση της τιμής του επιτοκίου αγοράς στην βέλτιστη τιμή της Καθαρής Παρούσας Αξίας της επένδυσης .....	126
Σχήμα 7.6.4: Επίδραση της τιμής του αρχικού κόστους του συστήματος στην βέλτιστη τιμή της Καθαρής Παρούσας Αξίας της επένδυσης.....	127
Σχήμα 7.6.5: Επίδραση της θερμοκρασίας εισόδου του γλυκού νερού στον συμπυκνωτή στην βέλτιστη τιμή της Καθαρής Παρούσας Αξίας της επένδυσης. ....	128

Σχήμα 7.6.6: Επίδραση της θερμοκρασίας εισόδου του γλυκού νερού στον συμπυκνωτή στην παραγόμενη ισχύ του συστήματος οργανικού κύκλου Rankine, για διάφορα φορτία της κύριας μηχανής.....	128
Σχήμα 7.6.7: Επίδραση της θερμοκρασίας εισόδου του γλυκού νερού στον συμπυκνωτή στον βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine, για διάφορα φορτία της κύριας μηχανής ...	129
Σχήμα 7.6.8: Επίδραση της θερμοκρασίας εισόδου του γλυκού νερού στον συμπυκνωτή στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine, για διάφορα φορτία της κύριας μηχανής.....	129
Σχήμα 7.6.9: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στην Καθαρή Παρούσα Αξία της επένδυσης, και την παροχή μάζας του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας .....	130
Σχήμα 7.6.10: Νέο λειτουργικό προφίλ κύριας μηχανής (Ωρες λειτουργίας / έτος).....	131
Σχήμα 7.6.11: Επίδραση του προφίλ λειτουργίας της κύριας μηχανής και της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στην Καθαρή Παρούσα Αξία της επένδυσης ....	132
Σχήμα 7.6.12: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στην παροχή μάζας του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας, για το κάθε λειτουργικό προφίλ .....	133
Σχήμα 7.6.13: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στην απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής των εναλλακτών, λειτουργικό προφίλ 1 .....	133
Σχήμα 7.6.14: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στην απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής των εναλλακτών, λειτουργικό προφίλ 2 .....	134
Σχήμα 7.6.15: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στον αριθμό πλακών των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 1 .....	135
Σχήμα 7.6.16: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στον αριθμό πλακών των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 2.....	135
Σχήμα 7.6.17: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στο ολικό μήκος πλακών των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 1 .....	136
Σχήμα 7.6.18: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στο ολικό μήκος πλακών των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 2 .....	136
Σχήμα 7.6.19: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στο μήκος επιφάνειας συναλλαγής πλάκας των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 1.....	137
Σχήμα 7.6.20: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στο μήκος επιφάνειας συναλλαγής πλάκας των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 2.....	137
Σχήμα 7.6.21: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στο πλάτος πλακών των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 1 .....	138
Σχήμα 7.6.22: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στο πλάτος πλακών των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 2.....	138
Σχήμα 7.6.23: Μελέτη ειδικού κόστους καυσίμου – αρχικού κόστους κεφαλαίου .....	140
Σχήμα 8.3.1: Διάγραμμα Q-T θερμού και ψυχρού ρευστού στο εσωτερικό ενός εναλλάκτη θερμότητας .....	142

Σχήμα 8.3.2: Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας εναλλακτών, με ρευστό το R-245fa, σε θερμοκρασία 140°C, για διαφορετικό αριθμό χαρακτηριστικών τμημάτων .....	142
Σχήμα 8.3.3: Σφάλμα υπολογισμού του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας εναλλακτών, με ρευστό το R-245fa, σε θερμοκρασία 140°C, για διαφορετικό αριθμό χαρακτηριστικών τμημάτων.....	143
Σχήμα 8.3.4: Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας εναλλακτών, με ρευστό το R-227ea, σε θερμοκρασία 140°C, για διαφορετικό αριθμό χαρακτηριστικών τμημάτων.....	143
Σχήμα 8.3.5: Σφάλμα υπολογισμού του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας εναλλακτών, με ρευστό το R-227ea, σε θερμοκρασία 140°C, για διαφορετικό αριθμό χαρακτηριστικών τμημάτων .....	144
Σχήμα 8.4.1: Γεωμετρία σπειρών εκτονωτή .....	145

## Πίνακες

Πίνακας 3.2.1: Σύγκριση διαφόρων τύπων γεωθερμικών εγκαταστάσεων .....	21
Πίνακας 3.2.2: Γεωθερμικές εγκαταστάσεις δυαδικού κύκλου .....	21
Πίνακας 3.2.3: Εγκαταστάσεις ηλιακών λιμνών .....	25
Πίνακας 3.2.4: Εγκαταστάσεις OKR καύσεως βιομάζας.....	27
Πίνακας 3.2.5: Βαθμός απόδοσης του συστήματος .....	30
Πίνακας 4.2.1: Λειτουργικό προφίλ κύριας μηχανής.....	34
Πίνακας 4.2.2: Στοιχεία Θερμικού Ισολογισμού.....	37
Πίνακας 4.3.1: Θερμοδυναμικά – περιβαλλοντικά στοιχεία των υπό μελέτη ρευστών.....	39
Πίνακας 4.3.2: Ζεοτροπικά μείγματα υπό μελέτη .....	39
Πίνακας 4.3.3: Σημείο σύγκλισης εξατμιστή – συμπυκνωτή .....	42
Πίνακας 4.3.4: Βαθμοί απόδοσης τροφοδοτικής αντλίας – στροβίλου .....	42
Πίνακας 4.3.5: Όρια ελάχιστης - μέγιστης πίεσης οργανικών κύκλων Rankine .....	43
Πίνακας 4.3.6: Θερμοκρασία εξόδου των υπό μελέτη ρευστών από την τροφοδοτική αντλία .....	43
Πίνακας 4.3.7: Διαθέσιμες θερμικές πηγές .....	45
Πίνακας 4.3.8: Αποτελέσματα Θεωρίας Σημείου Σύγκλισης για τον απλό κύκλο .....	50
Πίνακας 4.3.9: Αποδοτικότερα εργαζόμενα μέσα απλού κύκλου Rankine .....	50
Πίνακας 4.3.10: Βέλτιστα εργαζόμενα μέσα απλού κύκλου Rankine .....	51
Πίνακας 4.3.11: Βαθμός εκμετάλλευσης αναγεννητή θερμότητας .....	53
Πίνακας 4.3.12: Θερμοκρασίες εισόδου - εξόδου των υπό μελέτη ρευστών από τον αναγεννητή θερμότητας (Σχήμα 4.3.7) .....	54
Πίνακας 4.3.13: Σύγκριση απλού και αναγεννητικού κύκλου ως προς την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου και την αποδιδόμενη ισχύ .....	55
Πίνακας 4.3.14: Αποτελέσματα της Θεωρίας Σημείου Σύγκλισης για τον αναγεννητικό κύκλο .....	59
Πίνακας 4.3.15: Συγκριτικά αποτελέσματα Θεωρίας Σημείου Σύγκλισης για τον απλό και αναγεννητικό κύκλο .....	60
Πίνακας 4.3.16: Αποδοτικότερα εργαζόμενα μέσα για τον αναγεννητικό κύκλο .....	60
Πίνακας 4.3.17: Θερμοδυναμικά στοιχεία των ρευστών του κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας .....	61

Πίνακας 4.3.18: Αποτελέσματα Θεωρίας Σημείου Σύγκλισης - Κύκλος υψηλής θερμοκρασίας .....	65
Πίνακας 4.3.19: Αποδοτικότερα εργαζόμενα μέσα του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας ....	65
Πίνακας 4.3.20: Σημείο σύγκλισης εξατμιστή / συμπυκνωτή συστήματος δύο κύκλων ....	67
Πίνακας 4.3.21: Αποτελέσματα Θεωρίας Σημείου Σύγκλισης – Κύκλος χαμηλής θερμοκρασίας .....	67
Πίνακας 4.3.22: Αποδοτικότερα ζεύγη εργαζόμενων μέσων του συστήματος συνδεδεμένων κύκλων Rankine .....	68
Πίνακας 4.4.1: Καταστάσεις στα χαρακτηριστικά σημεία του απλού και αναγεννητικού κύκλου Rankine, με εργαζόμενο μέσο το μείγμα R-245ca (50%) / R-365mfc (50%).....	70
Πίνακας 4.4.2: Καταστάσεις στα χαρακτηριστικά σημεία του συστήματος δυο συνδεδεμένων κύκλων Rankine, με εργαζόμενο μέσο το μείγμα R-245ca (50%) / R-365mfc (50%).....	71
Πίνακας 4.4.3: Καταστάσεις στα χαρακτηριστικά σημεία του απλού και αναγεννητικού κύκλου Rankine, με εργαζόμενο μέσο το ρευστό R-245fa.....	71
Πίνακας 4.4.4: Καταστάσεις στα χαρακτηριστικά σημεία του συστήματος δυο συνδεδεμένων κύκλων Rankine, με εργαζόμενο μέσο το ρευστό R-245fa .....	72
Πίνακας 4.4.5: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα της θεωρίας του σημείου σύγκλισης.....	74
Πίνακας 5.3.2: Πλεονεκτήματα – μειονεκτήματα διάφορων τύπων εκτονωτών .....	84
Πίνακας 5.5.1: Συντελεστές κόστους κτήσεως των στοιχείων του συστήματος .....	90
Πίνακας 5.5.2: Συνήθειες ταχύτητες ρευστών στο εσωτερικό των σωληνώσεων.....	91
Πίνακας 5.5.3: Μήκος σωληνώσεων .....	91
Πίνακας 5.5.4: Τιμές παραμέτρων οικονομικής αξιολόγησης.....	92
Πίνακας 5.7.1: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα θερμο – οικονομικής ανάλυσης .....	93
Πίνακας 5.7.2: Σχεδιαστικά στοιχεία εναλλακτών θερμότητας του απλού κύκλου, με εργαζόμενο μέσο το ρευστό R-245fa.....	94
Πίνακας 5.7.3: Σχεδιαστικά στοιχεία εναλλακτών θερμότητας του απλού κύκλου, με εργαζόμενο μέσο το μείγμα R-245ca (50%) / R-365mfc (50%).....	94
Πίνακας 5.7.4: Σχεδιαστικά στοιχεία εναλλακτών θερμότητας του αναγεννητικού κύκλου, με εργαζόμενο μέσο το ρευστό R-245fa .....	94
Πίνακας 5.7.5: Σχεδιαστικά στοιχεία εναλλακτών θερμότητας του αναγεννητικού κύκλου, με εργαζόμενο μέσο το μείγμα R-245ca (50%) / R-365mfc (50%).....	95
Πίνακας 5.7.6: Σχεδιαστικά στοιχεία εναλλακτών θερμότητας του συστήματος δυο συνδεδεμένων κύκλων, με εργαζόμενα μέσα τα R-245fa και R-413a .....	95
Πίνακας 5.7.7: Σχεδιαστικά στοιχεία εναλλακτών θερμότητας του συστήματος δυο συνδεδεμένων κύκλων, με εργαζόμενα μέσα τα R-245ca 50% / R365-mfc 50% και R-413a .....	96



Πίνακας 6.2.1: Ανώτερα και κατώτερα όρια των δεικτών συμπεριφοράς των συστημάτων .....	100
Πίνακας 6.2.2: Κανονικοποιημένες τιμές δεικτών συμπεριφοράς κάθε συστήματος.....	100
Πίνακας 6.2.3: Τιμές των ομαδοποιημένων δεικτών συμπεριφοράς .....	101
Πίνακας 6.3.1: Επιφάνειες κυκλικών τομέων των Σχημάτων 6.3.4 -6.3.6 .....	107
Πίνακας 6.4.1: Συγκριτικά αποτελέσματα μεθόδου ASPID .....	108
Πίνακας 7.2.1: Ανω και κάτω όρια των ανεξάρτητων μεταβλητών βελτιστοποίησης .....	112
Πίνακας 7.5.1: Τιμές ανεξάρτητων μεταβλητών λειτουργίας.....	118
Πίνακας 7.5.2: Τιμές ανεξάρτητων μεταβλητών σχεδιασμού.....	119
Πίνακας 7.5.3: Θερμοκρασίες λειτουργίας του συστήματος OKR (τιμές σε °C) .....	121
Πίνακας 7.5.4: Θερμοδυναμικά στοιχεία του συστήματος OKR.....	121
Πίνακας 7.5.5: Σχεδιαστικά χαρακτηριστικά των εναλλακτών θερμότητας.....	122
Πίνακας 7.6.1: Όρια των συντελεστών κόστους κτήσεως των στοιχείων του συστήματος .....	126
Πίνακας 7.6.2: Λειτουργικά προφίλ της κύριας μηχανής (λειτουργία 80% έτους) .....	131
Πίνακας 7.6.3: Ανεξάρτητες μεταβλητές σχεδιασμού εναλλακτών θερμότητας, Λειτουργικό Προφίλ 1 .....	139
Πίνακας 7.6.4: Ανεξάρτητες μεταβλητές σχεδιασμού εναλλακτών θερμότητας, Λειτουργικό Προφίλ 2.....	139



## Πίνακας Συμβόλων

A	Επιφάνεια συναλλαγής
a	Κάτω όριο του δείκτη συμπεριφοράς
b	Άνω όριο του δείκτη συμπεριφοράς
C	Κόστος
c	Ειδικό κόστος
$c_p$	Ειδική Θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση
D	Διάμετρος
d	Διάμετρος
DPB	Περίοδος αποπληρωμής (Dynamic Payback Period)
f	Συντελεστής τριβής
f	Δείκτης Πληθωρισμού
F	Χρηματική ροή
G	Πυκνότητα παροχής μάζας του ρευστού ( $G = \dot{m}/A$ )
GWP	Δυναμικό παγκόσμιας υπερθέρμανσης (Global Warming Potential)
h	Ειδική ενθαλπία
i	Επιτόκιο Αγοράς
$\bar{I}$	Δείκτης συμπεριφοράς
IRR	Εσωτερικός βαθμός απόδοσης επένδυσης (Internal Rate of Return)
k	Θερμική αγωγιμότητα
L	Μήκος
$\mathcal{L}$	Συνάρτηση Lagrange
$\dot{m}$	Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου
$N_p$	Αριθμός πλακών εναλλάκτη
NPV	Καθαρή Παρούσα Αξία (Net Present Value)
Nu	Αριθμός Nusselt
ODP	Δυναμικό καταστροφής του όζοντος (Ozone Depletion Potential)
p	Πίεση OKR
$\dot{Q}$	Θερμοροή
Pr	Αριθμός Prandtl
s	Ειδική εντροπία
s	% περιεκτικότητα κατά μάζα του καυσίμου σε θείο
SFOC	Ειδική κατανάλωση καυσίμου (Specific Fuel Oil Consumption)
t	Πάχος πλακών του εναλλάκτη
TCC	Συνολικό κόστος κεφαλαίου (Total Capital Cost)
U	Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας
u	Ταχύτητα
$\dot{V}$	Παροχή Όγκου
v	Ειδικός όγκος
w	Ειδικό έργο
w	Συντελεστής βαρύτητας
$\dot{W}$	Μηχανική ισχύς
x	Σύνολο ανεξάρτητων μεταβλητών λειτουργίας.
z	Σύνολο ανεξάρτητων μεταβλητών σχεδιασμού
$\Delta p$	Πτώση πίεσης

## Ελληνικά γράμματα

ε	Βαθμός εκμετάλλευσης εναλλάκτη θερμότητας
ζ	Εξεργειακός βαθμός απόδοσης
η	Ενεργειακός βαθμός απόδοσης
H	Ώρες λειτουργίας
λ	Συντελεστής θερμικής συναγωγιμότητας
μ	Δυναμικό ιξώδες
N	Χρονικός ορίζοντας οικονομικής ανάλυσης
Π	Περίμετρος
ρ	Πυκνότητα
T	Θερμοκρασία

## Δείκτες

0	Κτήση και εγκατάσταση
2R	Σύστημα δύο συνδεδεμένων κύκλων Rankine
a	Αέρας
aux	Βοηθητικός
Av	Διαθέσιμη (Available)
ave	Μέση τιμή
avT	Μέση θερμοκρασία
c	Συμπυκνωτής
C.sys.	Σύστημα ελέγχου
ca	Αέρας υπερπλήρωσης (charge air)
Carnot	Κύκλος Carnot
cold	Ψυχρό ρευστό
eg	Καυσαέριο
ex	Συναλλαγή θερμότητας
ex.p.	Έξοδος από την τροφοδοτική αντλία
f	Καύσιμο
fw	Φρέσκο νερό
FWG	Γεννήτρια παραγωγής γλυκού νερού (Fresh Water Generator)
H	Υδραυλική
hot	Θερό ρευστό
HS	Θερμή πηγή
HT	Υψηλή θερμοκρασία
in	Εισερχόμενη
JWC	Κύκλωμα ψύξης χιτωνίων K/M (Jacket Water Cooling)
Labor	Εργασίες
leak	Διαρροή
ln	Λογαριθμική
lo	Λιπαντικό έλαιο
LT	Χαμηλή θερμοκρασία
m	Μηχανικός
max	Μέγιστος
Misc.	Διάφορα
Net	Καθαρή

om	Συντήρηση και λειτουργία
out	Εξερχόμενη
P	Τροφοδοτική αντλία
pipe	Σωληνώσεις
pp	Σημείο σύγκλισης (pinch point)
r	Άδηλες απώλειες
R	Απλός Κύκλος Rankine
RR	Αναγεννητικός Κύκλος Rankine
s	Σύνθετος
s	Ατμός
t	Έτος
T	Εκτονωτής
w.fl.	Εργαζόμενο μέσο (working fluid)
wall	Επιφάνεια πλάκας εναλλάκτη



## Εισαγωγή

Το φαινόμενο του θερμοκηπίου και το ολοένα αυξανόμενο κόστος του πετρελαίου, λόγω της μεγάλης ζήτησης και της εξάντλησης των αντίστοιχων αποθεμάτων, έχουν κινητοποιήσει τις κυβερνήσεις των αναπτυγμένων χωρών στη θέσπιση αυστηρότερων περιβαλλοντικών κριτηρίων και προδιαγραφών για όλα τα συστήματα μετατροπής και μεταφοράς ενέργειας.

Για τον λόγο αυτό, το ενδιαφέρον ερευνητών και μηχανικών έχει στραφεί στη βελτιστοποίηση των αποδόσεων των συσκευών που σχετίζονται με την ενέργεια, των υπάρχοντων συστημάτων μετατροπής και μεταφοράς ενέργειας αλλά και στην αξιοποίηση νέων πηγών ενέργειας. Μια εξ αυτών είναι η απορριπτόμενη θερμότητα (waste heat).

Ως απορριπτόμενη θερμότητα ορίζεται η ενέργεια η οποία είναι αποτέλεσμα της λειτουργίας των μηχανών εσωτερικής καύσης και της ενεργοβόρου βιομηχανίας, η οποία παραμένει αναξιοποίητη και διαχέεται στο περιβάλλον.

Στη ναυτιλία, τα σύγχρονα πλοία διαθέτουν μεγάλης ισχύος κινητήρες Diesel, οι οποίοι χρησιμοποιούνται για την πρόωση του πλοίου, αλλά και για τη μερική και ολική κάλυψη αναγκών σε ηλεκτρική και θερμική ενέργεια. Τα προηγούμενα χρόνια έγιναν αρκετές προσπάθειες για να βελτιωθούν περαιτέρω η απόδοση των ναυτικών κινητήρων Diesel και η οικονομία καυσίμου, ώστε να περιοριστούν οι εκπομπές CO<sub>2</sub> και εμμέσως άλλων αέριων και σωματιδιακών ρύπων [Binder (2002), Hountalas (2002), Hountalas (2005a), Hountalas (2005b)].

Η εφαρμογή των προηγούμενων τεχνικών έχει οδηγήσει σε σημαντική μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου των κινητήρων, αλλά περαιτέρω δυνατότητες βελτίωσης είναι περιορισμένες. Συνεπώς, νέες τεχνικές πρέπει να διερευνηθούν προκειμένου να επιτευχθεί μεγαλύτερη οικονομία καυσίμου. Παρόλο που ο βαθμός απόδοσης των κινητήρων Diesel βελτιώθηκε σημαντικά τα τελευταία χρόνια, σημαντικό μέρος της χημικής ενέργειας του καυσίμου απορρίπτεται στο περιβάλλον μέσω της ενέργειας των καυσαερίων και των κυκλωμάτων ψύξης. Έτσι, η ανακομιδή μέρους της απορριπτόμενης θερμότητας είναι μια τεχνική, που μπορεί να συνεισφέρει σε ουσιαστική βελτίωση της εκμετάλλευσης της ενέργειας του καυσίμου.

Οι οργανικοί κύκλοι Clausius – Rankine (Organic Rankine Cycles, ORC) αποτελούν την πιο διαδεδομένη τεχνολογία αξιοποίησης της απορριπτόμενης θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας, ενώ ενδιαφέρον παρουσιάζει και ο κύκλος Kalina. Αφενός, ως εργαζόμενα μέσα χρησιμοποιούν οργανικά ρευστά με πολύ καλά περιβαλλοντικά χαρακτηριστικά, αφ' ετέρου, με τη χρήση αυτών των συστημάτων δημιουργούνται ευνοϊκές συνθήκες για Συμπαράγωγή Ηλεκτρισμού και Θερμότητας, με αποτέλεσμα την παραγωγή ποσού ενέργειας ικανού να καλύψει τις ενεργειακές ανάγκες αρκετών βοηθητικών συστημάτων, αυξάνοντας με αυτόν τον τρόπο βαθμό απόδοσης μιας εγκατάστασης [Kienhe (2011), Hung (1997)].

Σκοπός της παρούσας μελέτης είναι η βελτίωση της απόδοσης ενός ναυτικού συστήματος πρόωσης. Αυτό θα επιτευχθεί μέσω της εγκατάστασης ενός συστήματος Οργανικού Κύκλου Rankine (OKR), στο οποίο θα πραγματοποιείται ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας του συστήματος πρόωσης.

Αρχικά θα γίνει η αρχική επιλογή του πλέον κατάλληλου εργαζόμενου μέσου και συστήματος OKR μέσω θερμοδυναμικής και θερμο – οικονομικής ανάλυσης, ενώ στη συνέχεια θα πραγματοποιηθεί βελτιστοποίηση σχεδιασμού και λειτουργίας του συστήματος αυτού, με σκοπό τη μεγιστοποίηση της καθαρής παρούσας αξίας της επένδυσης.





# 1. Οργανικός Κύκλος Rankine - (OKR)

## 1.1 Εισαγωγή

Η αρχή λειτουργίας ενός συστήματος OKR είναι πανομοιότυπη με του συμβατικού κύκλου Rankine νερού-ατμού. Αποτελεί ένα σύστημα κλειστού βρόχου, στο οποίο το εργαζόμενο μέσο ανακυκλώνεται πλήρως μεταξύ των επιμέρους στοιχείων του συστήματος.

Η διαφορά μεταξύ των δύο έγκειται στο εργαζόμενο μέσο του εκάστοτε συστήματος, καθώς στους OKR γίνεται χρήση κάποιου οργανικού ρευστού αντί για νερό-ατμό. Όταν οι θερμοκρασίες είναι σχετικά υψηλές, η πρόσδοση θερμότητας στον οργανικό κύκλο Rankine γίνεται με τη βοήθεια ειδικού θερμικού ελαίου, προς αποφυγή τοπικής υπερθέρμανσης του οργανικού ρευστού και εξασφάλιση της λειτουργίας του εναλλάκτη θερμότητας σε ατμοσφαιρική πίεση [Quoilin and Lemort (2002)].

## 1.2 Θερμοδυναμική Προσέγγιση

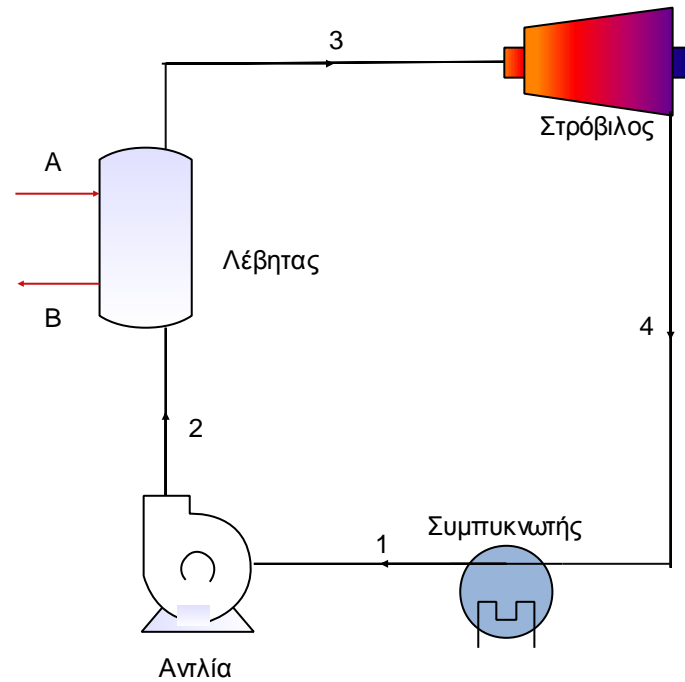
### 1.2.1 Απλός κύκλος Rankine

Τα βασικά στοιχεία του συστήματος, στην απλούστερη δυνατή μορφή του, είναι τα εξής [Φραγκόπουλος (2009), Κακαράς (2005)]:

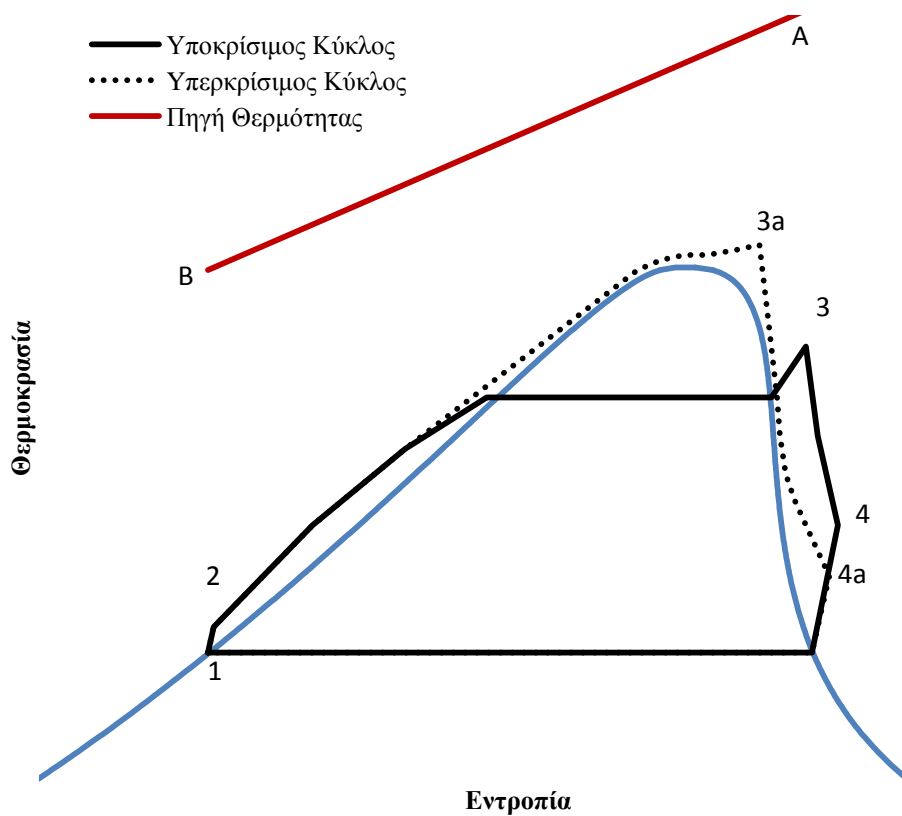
1. Λέβητας: Προσδίδει θερμότητα από την πηγή ενέργειας στο εργαζόμενο μέσο με τη βοήθεια κλειστού κυκλώματος θερμικού ελαίου. Ο λέβητας συνήθως αποτελείται από τους εξής εναλλάκτες θερμότητας:
  - Προθερμαντήρας: Αύξηση της θερμοκρασίας του υγρού.
  - Εξατμιστής: Το υγρό βρίσκεται σε θερμοκρασία κορεσμού και αρχίζει η ατμοποίησή του.
  - Υπερθερμαντήρας: Περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας του ατμού.
2. Στρόβιλος: Πραγματοποίηση της εκτόνωσης του εργαζόμενου μέσου κατά την έξοδο του από τον λέβητα, με αποτέλεσμα η ενθαλπική πτώση να μετατρέπεται σε μηχανική ενέργεια. Ο στρόβιλος κινεί το φορτίο (έλικα πλοίου, γεννήτρια, κλπ.).
3. Συμπυκνωτής: Εναλλάκτης επιφάνειας, στον οποίο συλλέγεται και συμπυκνώνεται ο ατμός κατά την έξοδο του από τον στρόβιλο, απορρίπτοντας θερμότητα στο περιβάλλον.
4. Τροφοδοτική Αντλία: Αντληση του εργαζόμενου μέσου από τον συμπυκνωτή και τροφοδότησή του στον λέβητα

Οι κύκλοι Rankine, ανάλογα με την πίεση εισαγωγής στον στρόβιλο, ταξινομούνται σε δυο κατηγορίες, τους υποκρίσιμους και τους υπερκρίσιμους. Καί οι δυο κατηγορίες αποτελούνται από τις εξής μεταβολές καταστάσεων του ρευστού:

- 1 → 2: Συμπύεση: Αντληση από το ψυγείο και τροφοδότηση στον λέβητα.
- 2 → 3: Πρόσδοση θερμότητας στον λέβητα.
- 3 → 4: Εκτόνωση στον στρόβιλο
- 4 → 1: Αφαίρεση θερμότητας στο ψυγείο



**Σχήμα 1.2.1:** Σύστημα απλού κύκλου Rankine.



**Σχήμα 1.2.2:** Μεταβολές καταστάσεων ρευστού στον απλό οργανικό κύκλο Rankine.

Για το σύστημα του Σχήματος 1.2.1 ισχύουν οι ακόλουθες εκφράσεις (με  $\dot{m}$  συμβολίζεται η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου και  $\eta_{mT}$ ,  $\eta_{mP}$  οι μηχανικοί βαθμοί απόδοσης εκτονωτή και τροφοδοτικής αντλίας, αντίστοιχα):

Διαθέσιμη από την πηγή θερμότητα:

$$\dot{Q}_{av} = \dot{m}_{HS} (h_A - h_B) \quad (1.2.1)$$

Θερμότητα που προσδίδεται από τον λέβητα στο εργαζόμενο μέσο:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m} (h_3 - h_2) \quad (1.2.2)$$

Θερμότητα που αποβάλλεται από τον συμπυκνωτή:

$$\dot{Q}_C = \dot{m} (h_4 - h_1) \quad (1.2.3)$$

Μηχανικό έργο που αποδίδεται από τον εκτονωτή:

$$\dot{W}_T = \dot{m} (h_3 - h_4) \eta_{mT} \quad (1.2.4)$$

όπου η ειδική ενθαλπία στην έξοδο του στροβίλου, υπολογίζεται από τη σχέση:

$$h_4 = h_3 - (h_3 - h_{4'}) \eta_T \quad (1.2.5)$$

όπου  $\eta_T$  ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή και  $h_{4'}$  η ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου κατά την ισεντροπική εκτόνωση ( $s_3 = s_{4'}$ )

Έργο που καταναλίσκει η τροφοδοτική αντλία:

$$\dot{W}_P = \dot{m} (h_2 - h_1) / \eta_{mP} \quad (1.2.6)$$

όπου η ειδική ενθαλπία στην έξοδο της τροφοδοτικής αντλίας υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\eta_P = \frac{h_1 - h_{2'}}{h_1 - h_2} \Leftrightarrow h_2 = h_1 - \frac{h_1 - h_{2'}}{\eta_P} \quad (1.2.7)$$

όπου  $\eta_P$  ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της τροφοδοτικής αντλίας και  $h_{2'}$  η ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου κατά την ισεντροπική συμπίεση ( $s_1 = s_{2'}$ ).

Συνεπώς – θεωρώντας πως η αντλία είναι συζευγμένη στον στρόβιλο – το καθαρό έργο που παράγεται από το σύστημα είναι:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_P = \dot{m} [ \eta_{mT} (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) / \eta_{mP} ] = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_L \quad (1.2.8)$$

Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine ορίζεται ως εξής:

$$\eta_R = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\eta_{mT} (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) / \eta_{mP}}{h_3 - h_2} \quad (1.2.9)$$

Ο βαθμός απόδοσης της συναλλαγής θερμότητας από το θερμό ρευστό προς το εργαζόμενο μέσο ορίζεται ως εξής:

$$\eta_Q = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{Q}_{av}} \quad (1.2.10)$$

Τέλος, ο ολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_{tot} = \eta_R \cdot \eta_Q \quad (1.2.11)$$

Ιδιαίτερη σημασία πρέπει να δοθεί στην πίεση εξαγωγής του στροβίλου (σημείο 4 του Σχήματος 1.2.1). Εάν η πίεση μειωθεί αρκετά και το ρευστό βρεθεί εντός της διασπαστικής περιοχής του διαγράμματος με υγρότητα μεγαλύτερη του 10%, υπάρχει κίνδυνος μηχανικής διάβρωσης των πτερυγίων του στροβίλου.

### 1.2.2 Υποκρίσιμος και υπερκρίσιμος κύκλος Rankine

Αρκετές μελέτες [Karellas and Schuster (2008)] έχουν αποδείξει πως η εφαρμογή των υπερκρίσιμων OKR επιφέρει μικρότερη εξεργειακή καταστροφή, και κατά συνέπεια αποτελεσματικότερη αξιοποίηση της πηγής ανάκτησης θερμότητας – άρα και αύξηση του βαθμού απόδοσης του συστήματος – ιδιαίτερα σε εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών.

Δεδομένου ότι το κρίσιμο σημείο των περισσότερων οργανικών ρευστών παρουσιάζεται σε χαμηλές πιέσεις και θερμοκρασίες, ένα σύστημα OKR μπορεί εύκολα να λειτουργήσει σε υπερκρίσιμες συνθήκες. Ένα σημαντικό πρόβλημα που παρουσιάζεται στην υλοποίηση τέτοιων συστημάτων είναι ο κατάλληλος σχεδιασμός των εναλλακτών θερμότητας, ο οποίος περιλαμβάνει λεπτομερή μελέτη των μηχανισμών μεταφοράς θερμότητας σε υπερκρίσιμες συνθήκες.

Στα Σχήματα 1.2.3 και 1.2.4 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά διαγράμματα Q-T συναλλαγής θερμότητας για τον υποκρίσιμο και υπερκρίσιμο κύκλο, αντίστοιχα.

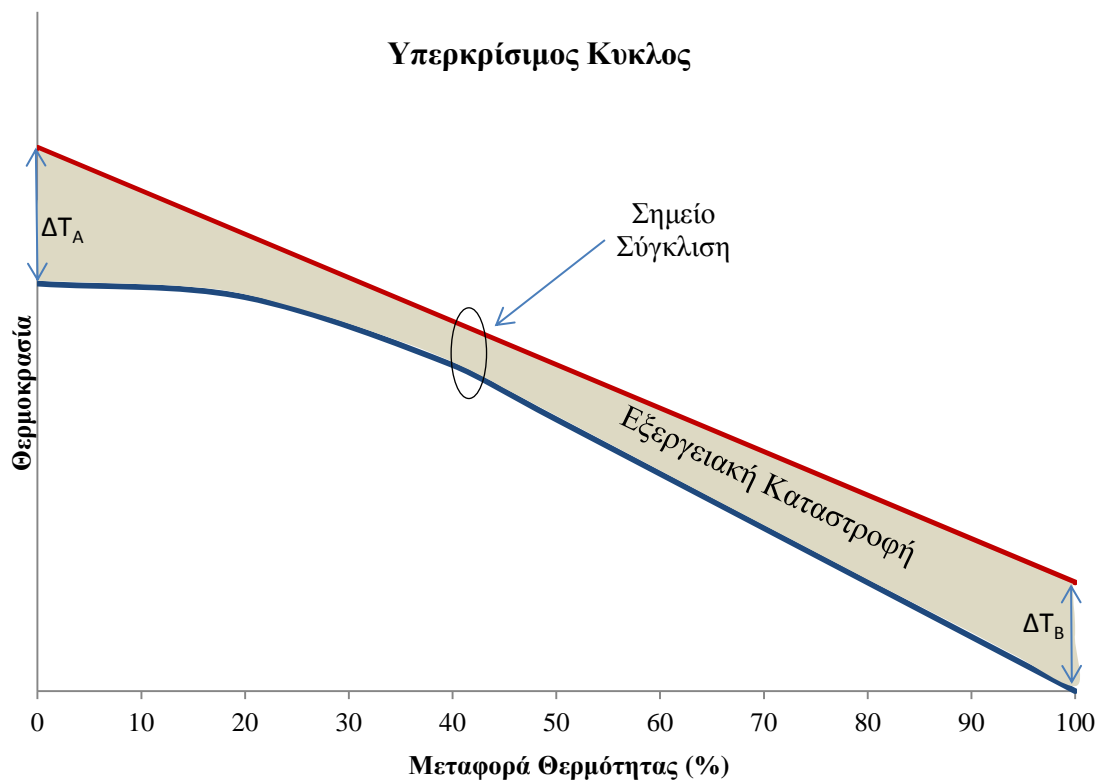
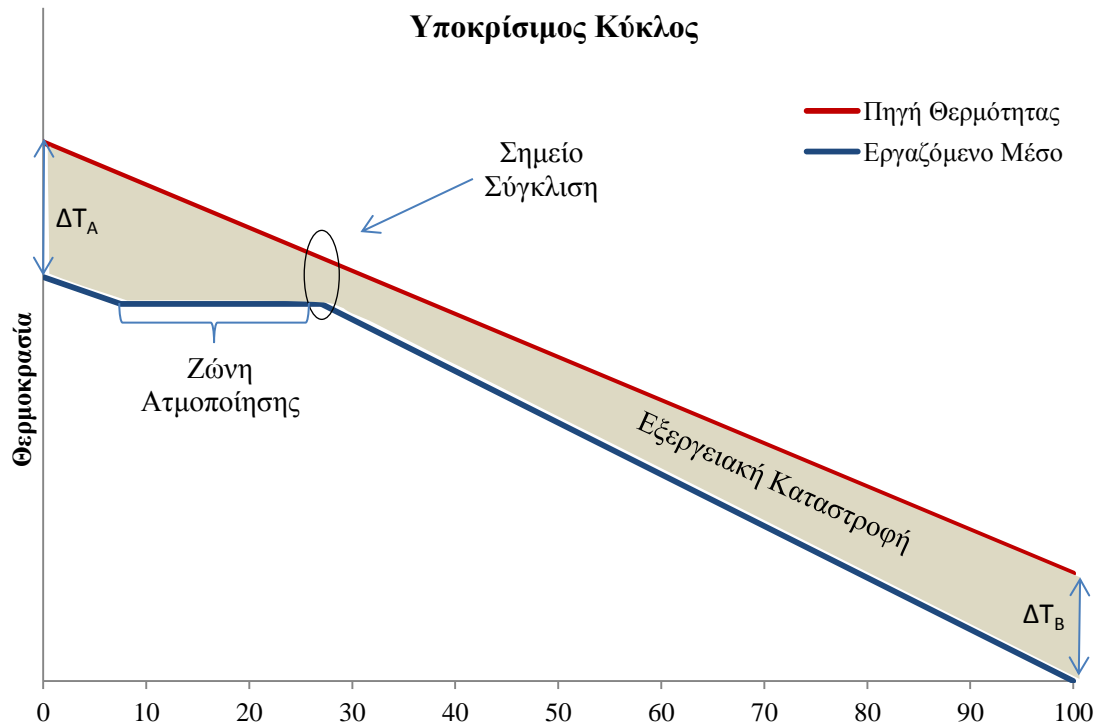
Το εμβαδόν της περιοχής που ορίζεται μεταξύ των δύο γραμμών παριστά την καταστροφή της εξέργειας κατά τη διεργασία της μεταφοράς θερμότητας. Όσο περισσότερο πλησιάζουν οι δυο καμπύλες, τόσο μικρότερη είναι η εξεργειακή καταστροφή κατά τη διεργασία.

Στον υπερκρίσιμο κύκλο δεν παρατηρείται ζώνη ατμοποίησης, ενώ στον υποκρίσιμο κύκλο η διεργασία της εξάτμισης του ρευστού – η οποία αποτελεί το οριζόντιο ευθύγραμμο τμήμα στο αντίστοιχο διάγραμμα – εξελίσσεται ισοθερμοκρασιακά. Ως αποτέλεσμα, οι δύο καμπύλες βρίσκονται πιο κοντά μεταξύ τους όταν το ρευστό βρίσκεται σε υπερκρίσιμες συνθήκες και κατά συνέπεια η εξεργειακή καταστροφή είναι σημαντικά μικρότερη, σε σύγκριση με τον υποκρίσιμο κύκλο.

Από θερμοδυναμικής άποψης, το κριτήριο βελτιστοποίησης για ένα σύστημα ανάκτησης θερμότητας είναι ο συνολικός βαθμός απόδοσής του (Εξ. 1.2.11). Η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας σε κάθε σημείο μεταξύ της πηγής και του εργαζόμενου μέσου, η οποία ορίζεται ως

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \left( \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B} \right)} \quad (1.2.12)$$

όπου  $\Delta T_A$  και  $\Delta T_B$  θερμοκρασιακές διαφορές σύμφωνα με τα Σχήματα 1.2.3 και 1.2.4, είναι μικρότερη για τον υπερκρίσιμο κύκλο, συνεπώς χρειάζεται μεγαλύτερη επιφάνεια συναλλαγής των εναλλακτών θερμότητας για δεδομένη ολική θερμορροή.



## 1.3 Παραλλαγές του Απλού Κύκλου Rankine

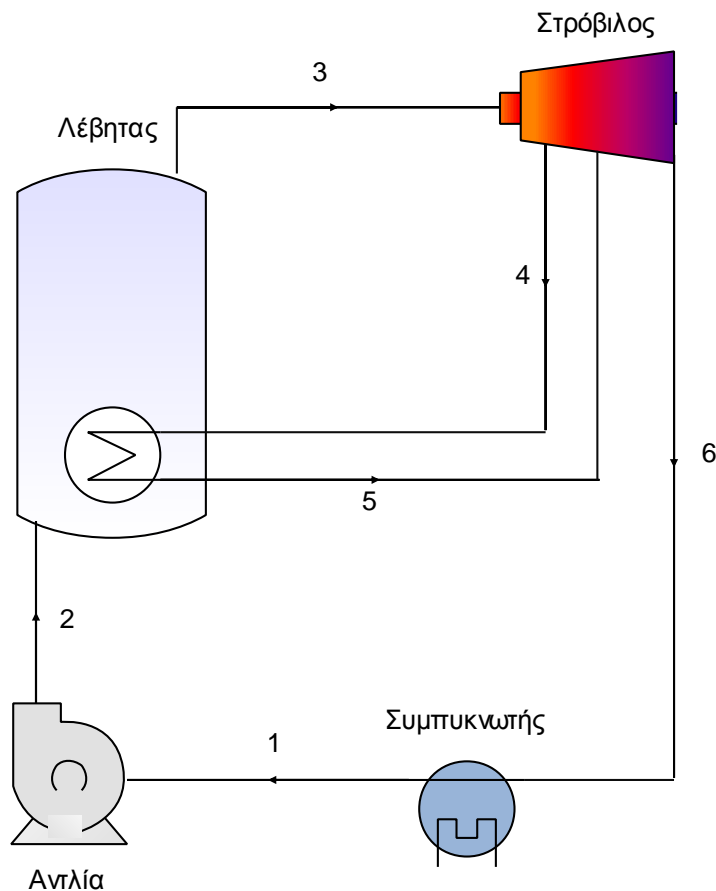
### 1.3.1 Εισαγωγή

Με σκοπό την αύξηση της αποδοτικότητας του κύκλου ή τη μείωση διάφορων απωλειών και ιδιοκαταναλώσεων που παρουσιάζονται, έχουν αναπτυχθεί διάφορες παραλλαγές του κύκλου Rankine. Σε αυτές περιλαμβάνονται ο κύκλος Rankine με αναθέρμανση, με αναγεννητική προθέρμανση αλλά και το σύστημα δύο συνδεδεμένων κύκλων. Ακολουθεί αναλυτικότερη περιγραφή.

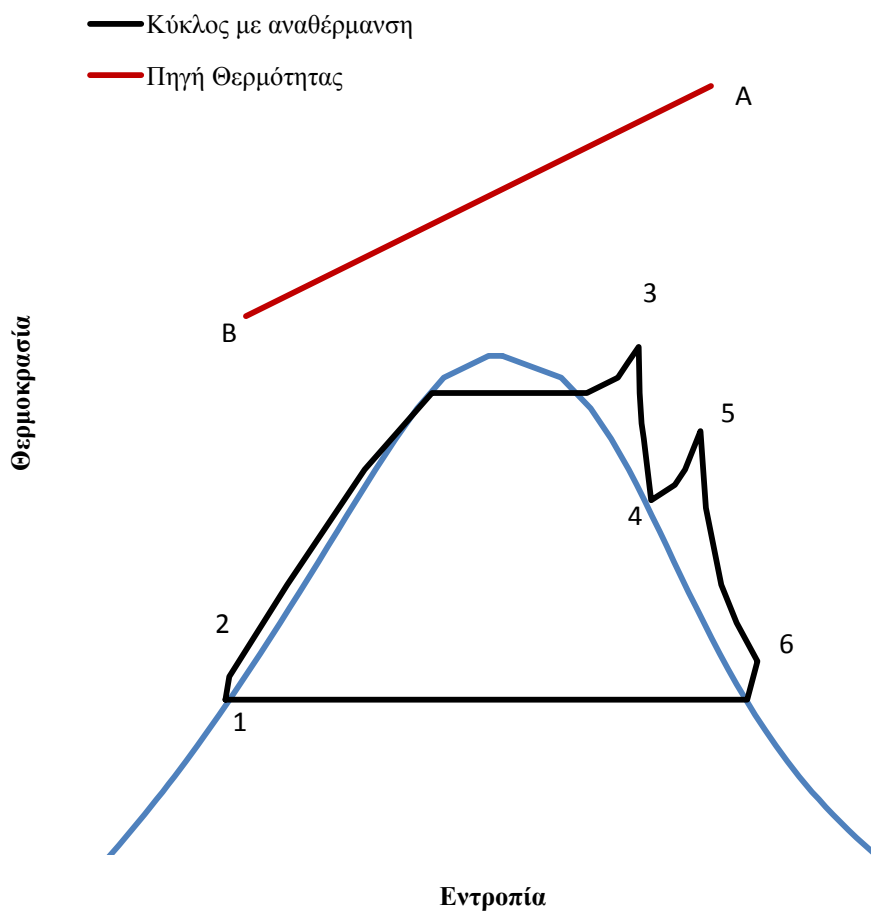
### 1.3.2 Κύκλος Rankine με αναθέρμανση

Προκειμένου να μην αυξηθεί επικίνδυνα η υγρασία του ρευστού στις τελευταίες βαθμίδες του στρόβιλου χρησιμοποιείται αναθέρμανση (Σχήμα 1.3.1).

Το ρευστό εκτονώνεται μερικώς στον στρόβιλο (διεργασία 3 → 4) από τον οποίο εξέρχεται προς αναθέρμανση στον λέβητα (διεργασία 4 → 5), και στη συνέχεια οδηγείται εκ νέου στον στρόβιλο (διεργασία 5 → 6) για να ολοκληρωθεί η διεργασία της εκτόνωσης [Dai (2009)].



Σχήμα 1.3.1: Κύκλος Rankine με αναθέρμανση [Desai and Bandy (2009)].



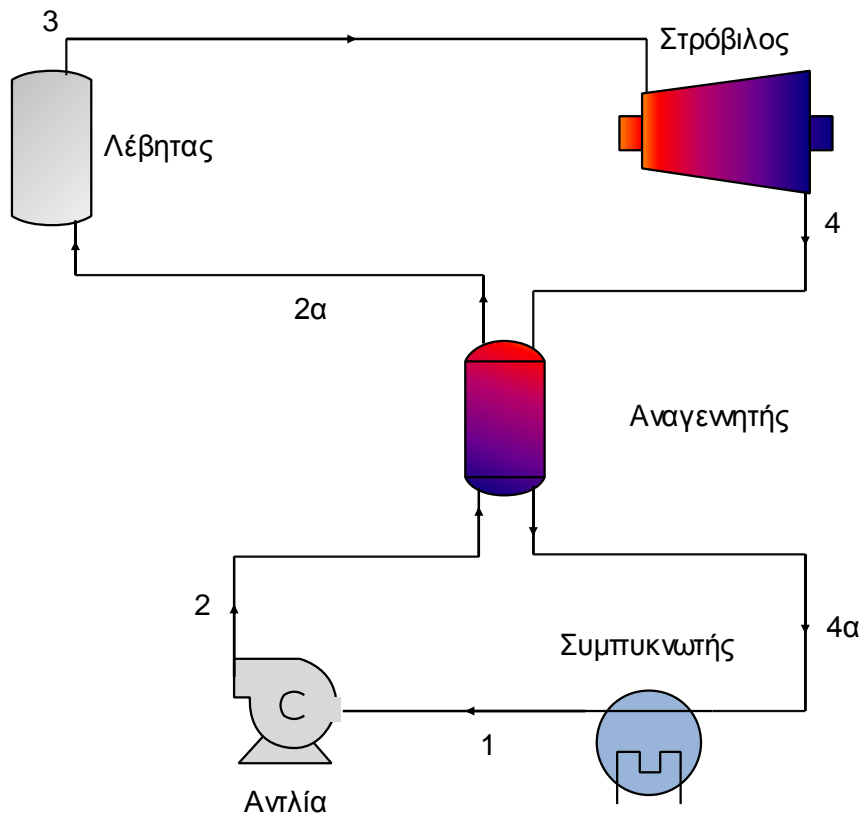
*Σχήμα 1.3.2: Μεταβολές καταστάσεων ρευστού στον κύκλο Rankine με αναθέρμανση.*

### 1.3.3 Κύκλος Rankine με αναγεννητική προθέρμανση

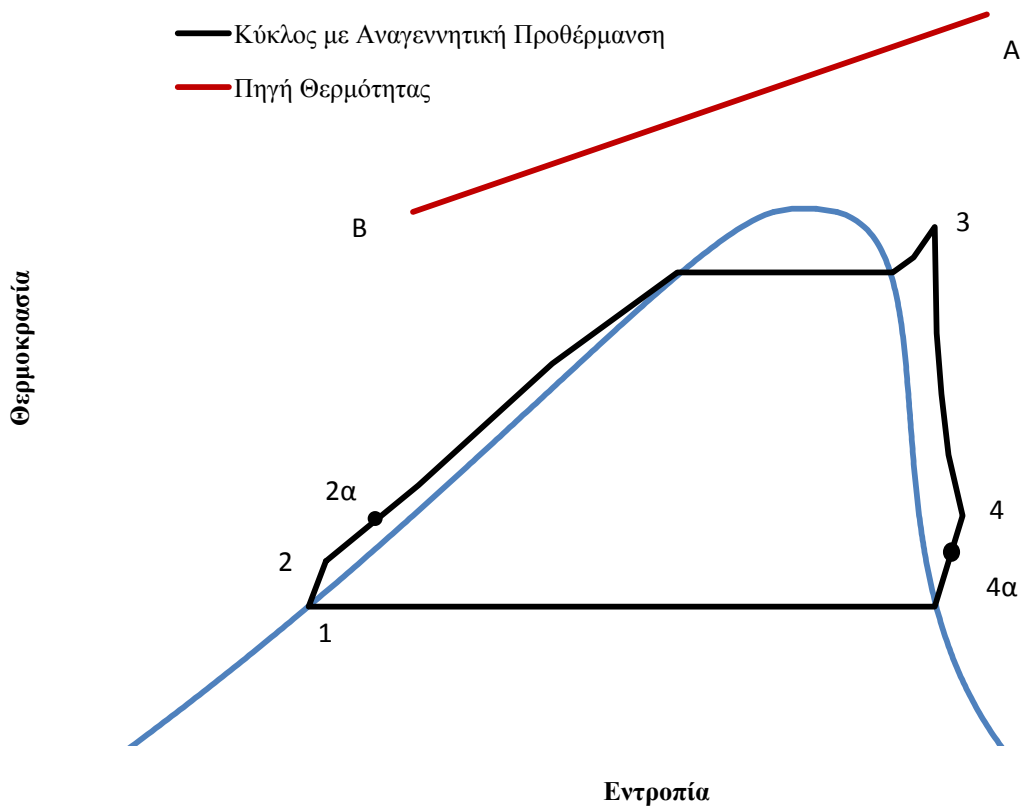
Ένας τρόπος αύξησης της αποδιδόμενης ισχύος είναι η εφαρμογή αναγεννητικής προθέρμανσης. Σε πολλές περιπτώσεις το εργαζόμενο μέσο, κατά την έξοδό του από τον στρόβιλο εξακολουθεί να βρίσκεται σε υψηλή θερμοκρασία και η διαφορά ενθαλπίας είναι μικρή για να μπορέσει να παράξει το μέγιστο δυνατό έργο. Από θερμοδυναμικής άποψης, ο πιο ενδεδειγμένος τρόπος αύξησης της ισχύος του συστήματος είναι η προσθήκη ενός αναγεννητικού προθερμαντήρα.

Ο προθερμαντήρας αυτός είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας, από τη μία πλευρά της επιφάνειας συναλλαγής του οποίου διοχετεύεται το ρεύμα του εργαζόμενου μέσου μετά την εκτόνωσή του στον στρόβιλο και από την άλλη πλευρά διοχετεύεται το ρεύμα του εργαζόμενου μέσου που εξέρχεται από την τροφοδοτική αντλία.

Η εσωτερική αναγέννηση καθιστά πιθανή τη λειτουργία του κύκλου με μεγαλύτερη παροχή μάζας από τον απλό κύκλο, πράγμα που σημαίνει μεγαλύτερη παραγόμενη ισχύ στον στρόβιλο [Brasz 2004].



Σχήμα 1.3.3: Κύκλος Rankine με αναγεννητική προθέρμανση [Brasz 2004].



Σχήμα 1.3.4: Μεταβολές καταστάσεων ρευστού στον αναγεννητικό κύκλο Rankine.

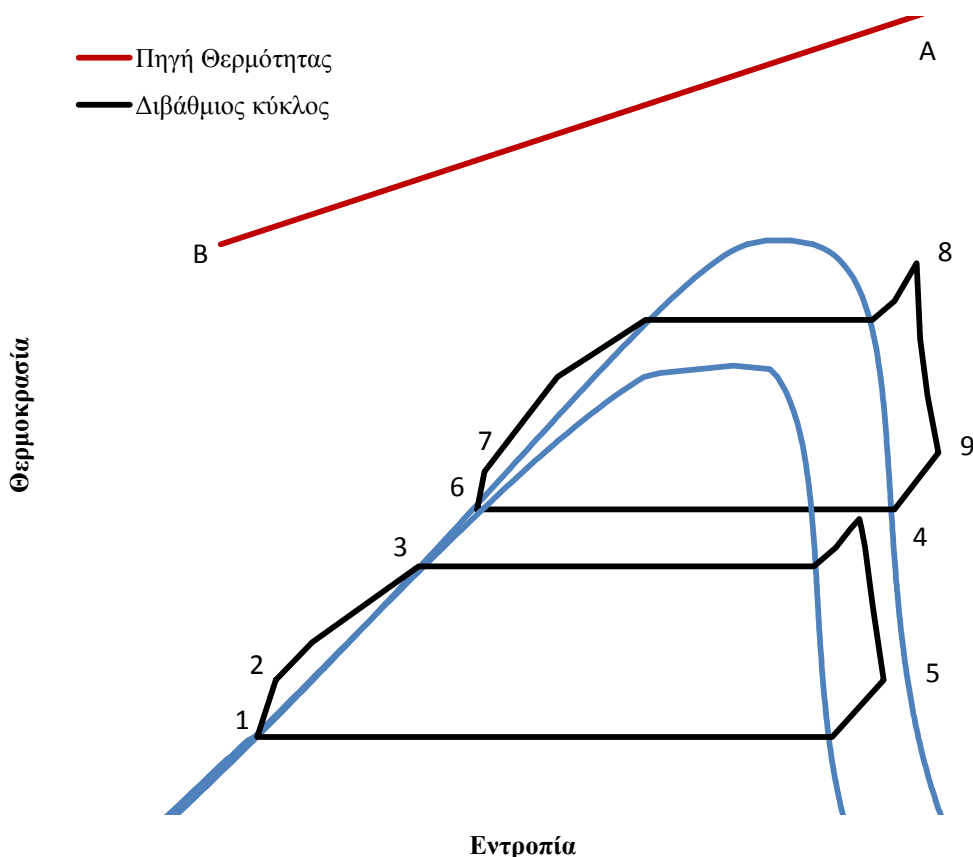


### 1.3.4 Σύστημα δύο συνδεδεμένων κύκλων Rankine

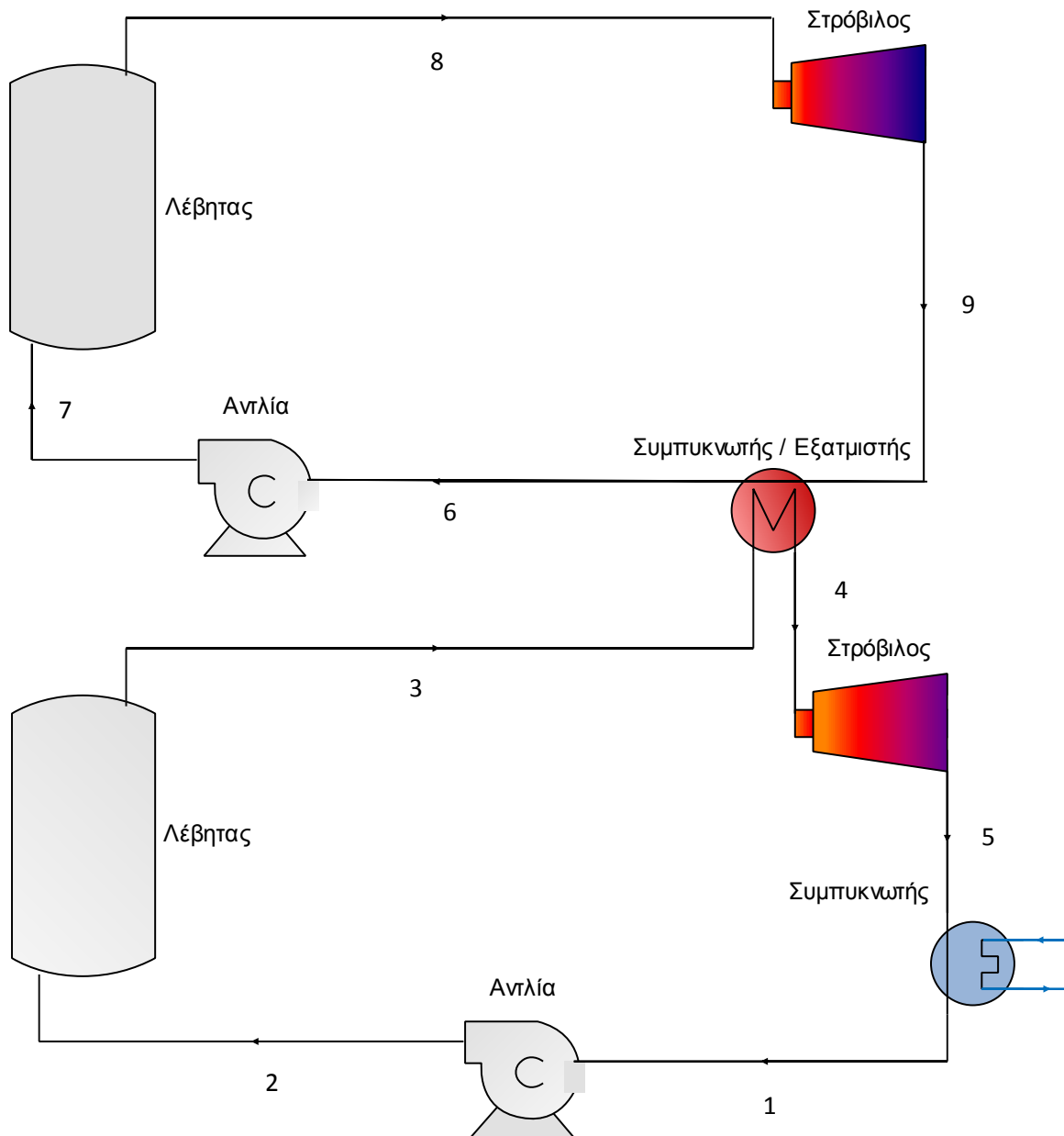
Ένας ακόμα τρόπος αύξησης της απόδοσης του κύκλου Rankine είναι το σύστημα συνδεδεμένων κύκλων Rankine. Στην περίπτωση αυτή το σύστημα λειτουργεί με δυο κύκλους διαφορετικής θερμοκρασίας, οι οποίοι μπορούν να συνδεθούν μεταξύ τους με δύο διαφορετικούς τρόπους:

1. Το εργαζόμενο μέσο του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας κατά την έξοδό του από τον στρόβιλο εισέρχεται σε έναν εναλλάκτη θερμότητας με σκοπό τη θέρμανση του εργαζόμενου μέσου του κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας, λειτουργώντας με αυτόν τον τρόπο ως ατμοποιητής.
2. Το εργαζόμενο μέσο του κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας έχει ξεχωριστό ατμοποιητή και ο εναλλάκτης θερμότητας μεταξύ των δύο κύκλων λειτουργεί ως υπερθερμαντήρας για τον κύκλο χαμηλής θερμοκρασίας. Με τον τρόπο αυτόν, το εργαζόμενο μέσο της κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας έχει μεγαλύτερη θερμοκρασία (και ενθαλπία) κατά την είσοδό του στον στρόβιλο, γεγονός που συμβάλλει στην αύξηση της ισχύος του κύκλου αυτού.

Σημειώνεται πως κάθε κύκλος μπορεί να λειτουργήσει με διαφορετικό εργαζόμενο μέσο προς μεγιστοποίηση της παραγόμενης ισχύος. Ο μοναδικός περιορισμός είναι πως η ελάχιστη θερμοκρασία του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας πρέπει να είναι μεγαλύτερη της μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας [Παπαϊωάννου (2011), Smolen (2011)].



**Σχήμα 1.3.5:** Μεταβολές καταστάσεων ρευστού στο σύστημα δύο συνδεδεμένων κύκλων Rankine [Zhang (2013)].



*Σχήμα 1.3.6: Δύο συνδεδεμένοι κύκλοι Rankine [Smolen (2011)].*

## 2. Οργανικά Ρευστά

### 2.1 Εισαγωγή

Μία από τις σημαντικότερες προκλήσεις στη χρήση ενός οργανικού κύκλου Rankine είναι η επιλογή του εργαζόμενου μέσου. Το εργαζόμενο μέσο αποτελεί κρίσιμο παράγοντα, καθότι επηρεάζει σημαντικά τον θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου, το ποσοστό αξιοποίησης της διαθέσιμης – από την πηγή – θερμότητας, άρα και το συνολικό κόστος του συστήματος.

Γενικώς, υπάρχει μεγάλη ποικιλία οργανικών ρευστών κατάλληλων για χρήση σε συστήματα OKR, και πληθώρα εργασιών στη διεθνή βιβλιογραφία είναι αφιερωμένη στην κατάλληλη επιλογή αυτών [Dresher and Bruggemann (2007), Maizza and Maizza (1996)].

### 2.2 Νερό ως εργαζόμενο μέσο

Όπως αναφέρθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, ο συμβατικός κύκλος Rankine λειτουργεί με νερό – ατμό. Τα πλεονεκτήματα που παρουσιάζει η χρήση του νερού ως εργαζόμενου μέσου είναι τα εξής [Παπαϊωάννου (2011), Dresher and Bruggemann (2007)]:

- Πολύ καλή θερμική/χημική σταθερότητα (δεν παρουσιάζεται κίνδυνος αποσύνθεσης).
- Χαμηλό ιξώδες (μικρότερες απαιτήσεις σε ενέργεια κατά την άντληση).
- Μη τοξικό, μη εύφλεκτο, και δεν αποτελεί απειλή για το περιβάλλον (μηδενικοί δείκτες ODP, GWP).
- Φτηνό και βρίσκεται σε αφθονία στη φύση.

Παρ' όλα αυτά, με τη χρήση του νερού δημιουργούνται και αρκετά προβλήματα στο σύστημα. Ενδεικτικά [Maizza and Maizza (2001)]:

- Ανάγκη για υπερθέρμανση, προς αποφυγή συμπύκνωσης κατά την εκτόνωση.
- Κίνδυνος διάβρωσης των πτερυγίων του στροβίλου.
- Υψηλή πίεση εξάτμισης.
- Ανάγκη για χρήση πολύπλοκων (άρα και υψηλού κόστους) στροβίλων.

Για τους λόγους αυτούς, το νερό ως εργαζόμενο μέσο είναι πιο κατάλληλο για εφαρμογές υψηλών θερμοκρασιών και σε μεγάλο μέγεθος συστήματα. Σε περιπτώσεις συστημάτων μικρού ή μεσαίου μεγέθους, τα προβλήματα που συναντώνται με τη χρήση νερού μπορούν να αντισταθμιστούν μερικώς χρησιμοποιώντας οργανικά ρευστά, με υψηλότερη μοριακή μάζα, κατώτερο σημείο βρασμού και χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία από το νερό.

### 2.3 Οργανικά Ρευστά ως Εργαζόμενα Μέσα

Όπως αναφέρθηκε ανωτέρω, λόγω της σημασίας του εργαζόμενου μέσου στην απόδοση και την οικονομική βιωσιμότητα ενός συστήματος OKR, πληθώρα ερευνών

έχουν αφιερωθεί στην εύρεση κατάλληλων οργανικών ρευστών. Οι έρευνες αυτές επικεντρώνονται στη μοντελοποίηση ενός συστήματος OKR, και τη μελέτη της λειτουργίας του υπό διαφορετικά οργανικά ρευστά. Η επιλογή ενός οργανικού ρευστού ως εργαζόμενου μέσου είναι ιδιαίτερα δύσκολη διαδικασία για δύο βασικούς λόγους [Bao and Zhao (2013)]:

1. Η μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας των συστημάτων OKR διαφέρει σημαντικά από εφαρμογή σε εφαρμογή: από τους 80°C σε εφαρμογές γεωθερμίας, έως 500°C σε εφαρμογές εγκαταστάσεων βιομάζας.
2. Εκτός από ορισμένα ρευστά των οποίων η κρίσιμη θερμοκρασία είναι πολύ υψηλή ή πολύ χαμηλή, εκατοντάδες ρευστά μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως εργαζόμενα μέσα, όπως υδρογονάνθρακες, υδροφθοράνθρακες, σιλοξάνες κ.α.

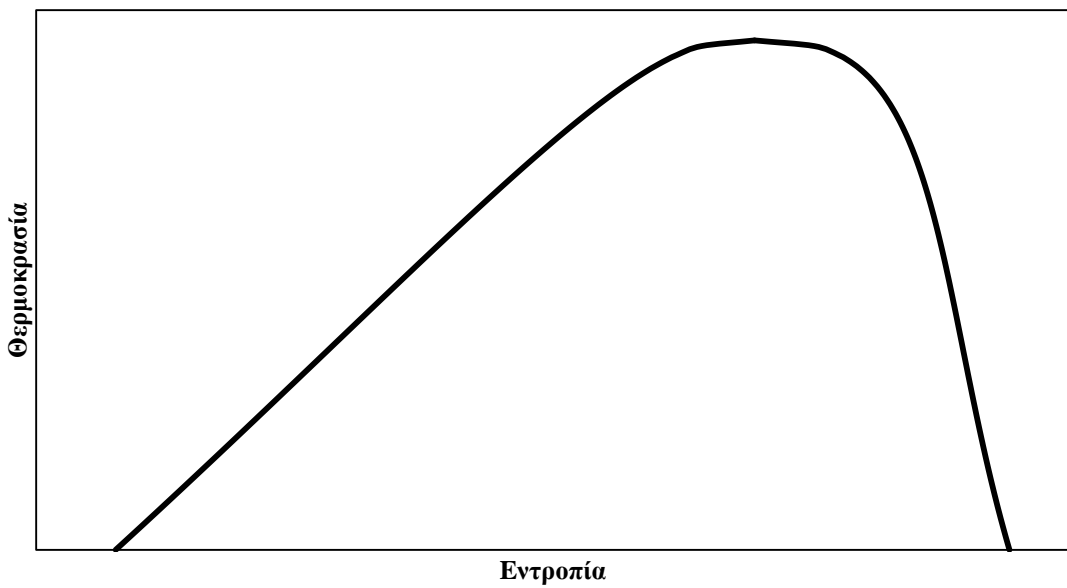
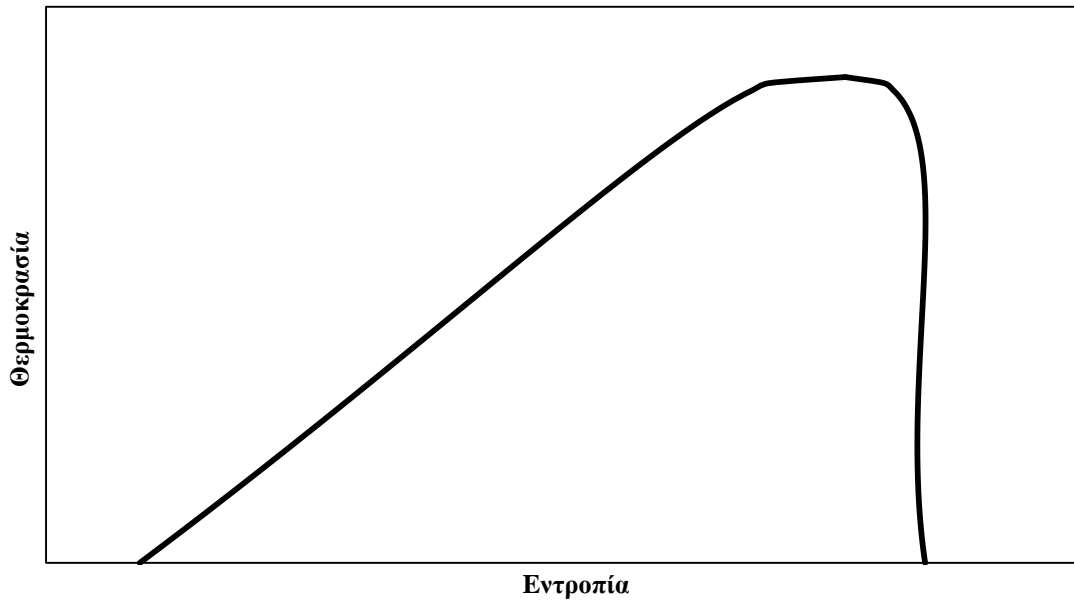
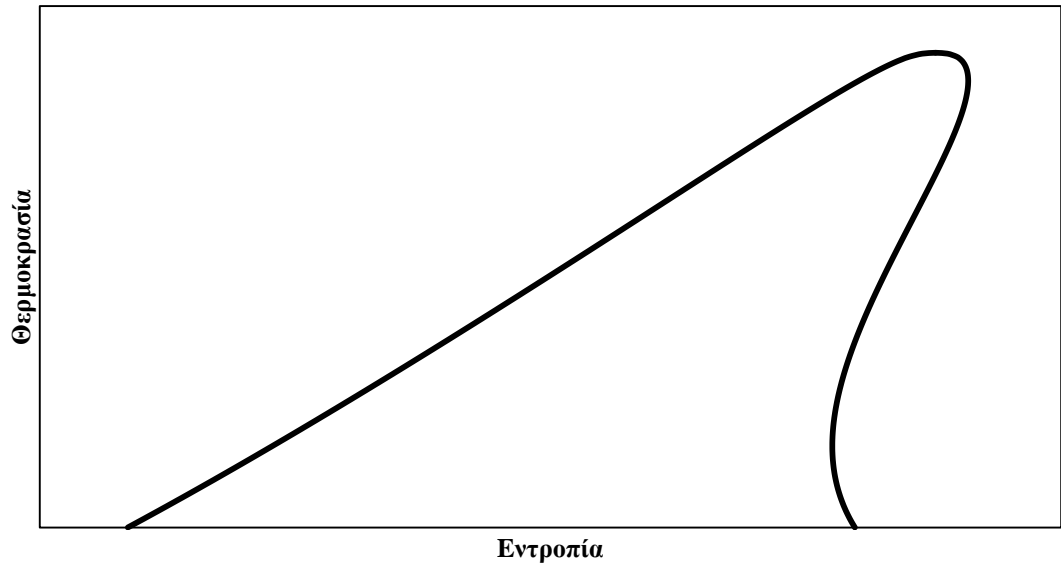
Τα χαρακτηριστικά που πρέπει να ληφθούν υπ' όψιν κατά την επιλογή ενός οργανικού ρευστού είναι τα εξής [Vijayaraghavan and Goswami (2005), Organic Rankine Cycle, Wali (1980), Quoilin (2007), Reay and Span (1979)]:

- Υψηλή λανθάνουσα θερμότητα εξάτμισης
- Υψηλή πυκνότητα σε υγρή και αέρια φάση
- Μέτρια επίπεδα κρίσιμων παραμέτρων (θερμοκρασία, πίεση)
- Αποδεκτές πιέσεις συμπίκνωσης ( $>1$  bar) και εξάτμισης ( $<25$  bar)
- Καλές ιδιότητες μεταφοράς θερμότητας (χαμηλό ιξώδες και υψηλή θερμική αγωγιμότητα)
- Καλή θερμική και χημική σταθερότητα (σταθερό σε υψηλές θερμοκρασίες)
- Καλή συμβατότητα με τα υλικά κατασκευής του συστήματος (μη διαβρωτικό)
- Υψηλή θερμοδυναμική απόδοση (υψηλή ενεργειακή / εξεργειακή απόδοση)
- Καλά χαρακτηριστικά ασφάλειας (μη-τοξικό και μη-εύφλεκτο)
- Χαμηλές περιβαλλοντικές επιπτώσεις (χαμηλοί δείκτες ODP, GWP)
- Χαμηλό κόστος και καλή διαθεσιμότητα.

Τα μεγέθη GWP (Global Warming Potential) και ODP (Ozone Depletion Potential) αναφέρονται στο ποσοστό συνεισφοράς του ρευστού στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και στο ποσοστό της υποβάθμισης που μπορούν να προκαλέσουν στο στρώμα του όζοντος, αντίστοιχα.

Αρχικά, τα οργανικά ρευστά κατηγοριοποιούνται με κριτήριο την κλίση της καμπύλης κορεσμού του διαγράμματος θερμοκρασίας – εντροπίας, η οποία είναι ένα βασικό χαρακτηριστικό όσον αφορά τη λειτουργία των συστημάτων OKR (Σχήμα 2.3.1):

- Ξηρά οργανικά ρευστά ( $\frac{\partial T}{\partial s} > 0$ )
- Ισεντροπικά οργανικά ρευστά ( $\frac{\partial T}{\partial s} \rightarrow \infty$ )
- Υγρά οργανικά ρευστά ( $\frac{\partial T}{\partial s} < 0$ )



*Σχήμα 2.3.1: Ξηρό – Ισεντροπικό – Υγρό οργανικό ρευστό.*

Τα ισεντροπικά ή τα ξηρά οργανικά ρευστά θεωρούνται πλέον κατάλληλα ως εργαζόμενα μέσα, καθότι δεν εμφανίζουν τον κίνδυνο δημιουργίας σταγονιδίων – και κατ' επέκταση διάβρωσης του στρόβιλου – κατά την εκτόνωση, διότι δεν υπάρχει περίπτωση εισαγωγής στη διαφασική περιοχή κατά τη διάρκεια της συγκεκριμένης διεργασίας.

Παρ' όλα αυτά, εάν το ρευστό είναι “υπερβολικά στεγνό”, μετά το πέρας της διεργασίας εκτόνωσης, αυτό θα βρίσκεται στην υπέρθερμη περιοχή του διαγράμματος, προσθέτοντας σημαντικό ψυκτικό φορτίο στον συμπυκνωτή. Στην περίπτωση αυτή, η απόδοση του συστήματος μπορεί να αυξηθεί χρησιμοποιώντας το ρευστό, στην κατάσταση όπου αυτό εξέρχεται από τον στρόβιλο, για την προθέρμανσή του πριν τη θέρμανσή του από το θερμό ρευστό (αναγεννητικός κύκλος Rankine, Σχήμα 1.3.3) [Chen (2010)].

Με βάση τη μοριακή τους δομή και τον τύπο των ατόμων στα μόρια, τα οργανικά ρευστά μπορούν να ομαδοποιηθούν στις ακόλουθες κατηγορίες [Karellas and Schuster (2008), Chen (2010), Bao and Zhao (2013)]:

#### Υδρογονάνθρακες (HC)

Επιθυμητές θερμοδυναμικές ιδιότητες.  
Υψηλή αναφλεξιμότητα.

#### Υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFC)

Η φάση της απόσυρσής τους έχει ξεκινήσει από το 1996 και θα ολοκληρωθεί μέχρι το 2030 [Revised MARPOL Annex VI, Regulation 12 – Ozone Depleting Substances]

#### Υδροφθοράνθρακες (HFC)

Καλές θερμοδυναμικές ιδιότητες.  
Τα ρευστά της κατηγορίας αυτής αποτελούν τους κύριους αντικαταστάτες των HCFCs.

#### Χλωροφθοράνθρακες (CFC)

Έχουν αποσυρθεί πλήρως από το 2010 [Revised MARPOL Annex VI, Regulation 12 – Ozone Depleting Substances].

#### Υπερφθοράνθρακες (PFC)

Εξαιρετικά σταθερά και αδρανή ρευστά.  
Περίπλοκη μοριακή δομή.  
Μη επιθυμητές ιδιότητες (διαβρωτικά, εύφλεκτα, ή τοξικά αέρια).

#### Σιλοξάνες

Μη τοξικές και με χαμηλά επίπεδα αναφλεξιμότητας.  
Διαθέσιμες κυρίως ως μείγματα.

#### Αλκοόλες

Υψηλή αναφλεξιμότητα.  
Διαλυτές στο νερό.  
Μη επιθυμητές ιδιότητες (διαβρωτικά, εύφλεκτα, ή τοξικά αέρια).

#### Αιθέρες και Υδροφθοραιθέρες (HFE)

Υψηλή αναφλεξιμότητα και τοξικότητα.  
Μη επιθυμητές ιδιότητες (διαβρωτικά, εύφλεκτα, ή τοξικά αέρια).

Υγρά μείγματα (ζεοτροπικά και αζεοτροπικά)

Ακόμα υπό διερεύνηση.

Αρκετά μείγματα με καλές θερμοδυναμικές ιδιότητες.

Παρά το γεγονός πως η επιστημονική βιβλιογραφία καλύπτει ένα ευρύ φάσμα οργανικών ρευστών, λίγα μόνο ρευστά χρησιμοποιούνται σε εμπορικές μονάδες OKR. Ειδικότερα [Quoilin (2011)]:

- R-134a: Χρησιμοποιείται κυρίως σε γεωθερμικές εγκαταστάσεις ή σε εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων πολύ χαμηλών θερμοκρασιών.
- R-245fa: Χρησιμοποιείται στην εγκατάσταση κύκλου Rankine για ανάκτηση ηλιακής ενέργειας (π.χ. Νεβάδα, Καλιφόρνια). Άλλες εφαρμογές περιλαμβάνουν εγκαταστάσεις γεωθερμίας και ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων.
- Solkatherm: Ανάκτηση θερμότητας καυσαερίων.
- OMTS: Εγκαταστάσεις συμπαραγωγής θερμότητας και ηλεκτρισμού.
- Toluene: Ανάκτηση θερμότητας καυσαερίων.

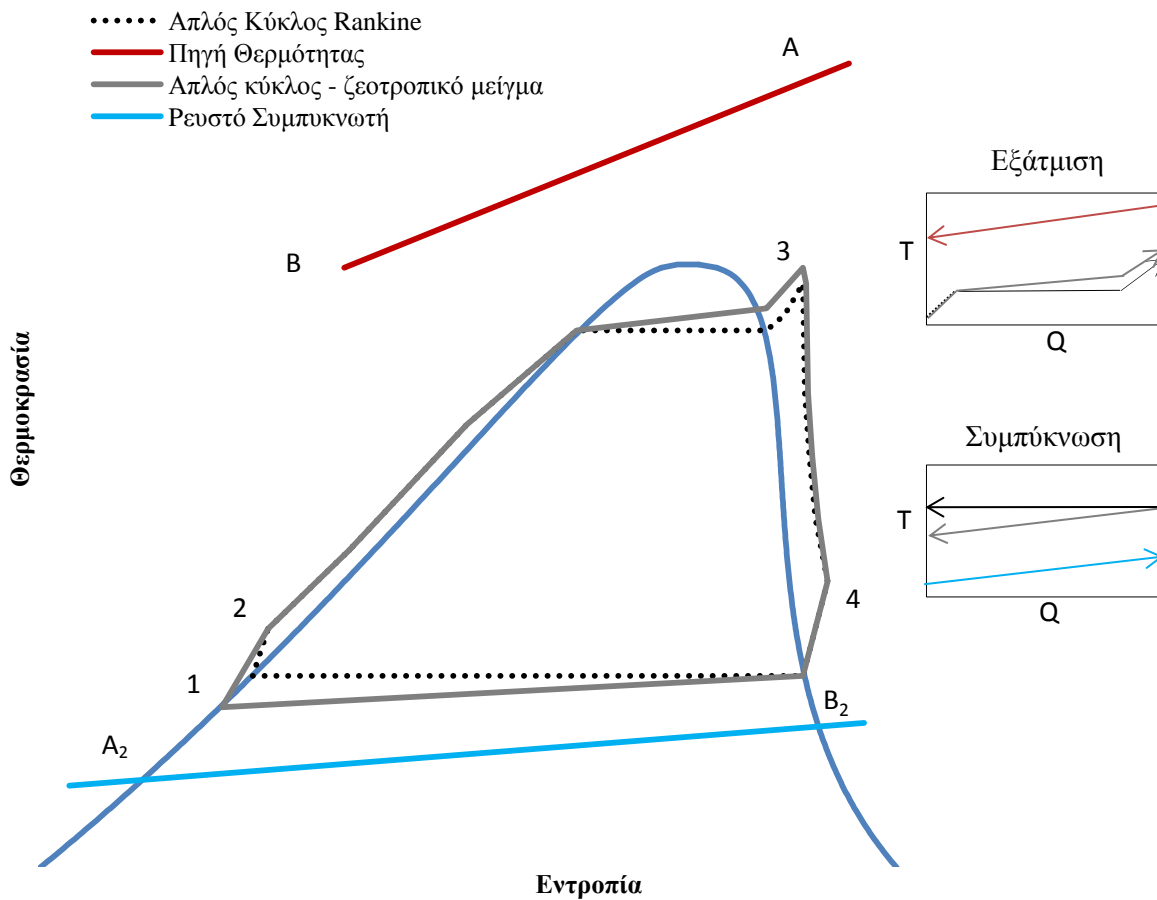
## 2.4 Ζεοτροπικά Μείγματα Οργανικών Ρευστών

Ένα μειονέκτημα που παρουσιάζουν τα αμιγή ρευστά ως εργαζόμενα μέσα σε θερμοδυναμικούς κύκλους είναι ο σχετικά μειωμένος θερμικός βαθμός απόδοσης. Αυτό συμβαίνει διότι η απαγωγή (ζώνη ατμοποίησης του Σχήματος 1.2.4) αλλά και λήψη θερμότητας στη διφασική περιοχή πραγματοποιείται υπό σταθερή πίεση και θερμοκρασία, οδηγώντας σε μεγαλύτερες θερμοκρασιακές διαφορές μεταξύ των συνεργαζόμενων ρευστών, με τελικό αποτέλεσμα την αύξηση της αναντιστρεπτότητας κατά τις διεργασίες αυτές.

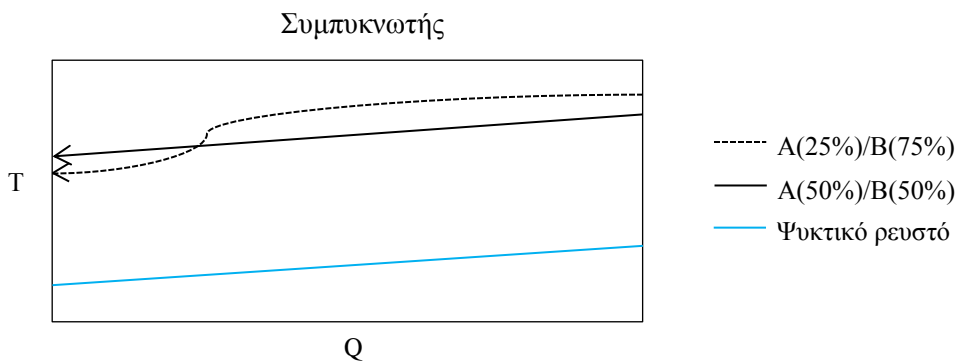
Στην περίπτωση της λήψης θερμότητας στους OKR αυτό το “πρόβλημα” μπορεί να λυθεί με χρήση υπερκρίσιμου κύκλου Rankine, όπως περιγράφηκε στο Εδάφιο 1.2.1. Όμως, και σε υπερκρίσιμο κύκλο, η διεργασία της συμπύκνωσης για αμιγή ρευστά θα εξακολουθεί να πραγματοποιείται υπό σταθερή πίεση – θερμοκρασία.

Το κύριο πλεονέκτημα που παρουσιάζουν τα ζεοτροπικά μείγματα έναντι των αμιγών ρευστών σε κύκλους μετατροπής ενέργειας είναι πως η λήψη και απαγωγή της θερμότητας γίνεται μεν ισοβαρώς, αλλά όχι και ισοθερμοκρασιακά. Η μεταβολή αυτή της θερμοκρασίας στη διφασική περιοχή εξομαλύνει τις θερμοκρασιακές διαφορές μεταξύ των συνεργαζόμενων ρευστών κατά τις διαδικασίες μεταφοράς θερμότητας, μειώνοντας έτσι την εξεργειακή καταστροφή (Σχήμα 2.4.1) [Chys (2012), Baik (2012)].

Παρ’ όλο που δεν υπάρχει γενικός κανόνας όσον αφορά την αναλογία δυο οργανικών ρευστών σε ένα μείγμα, εμπειρικά έχει βρεθεί ότι μείγματα με δύο η περισσότερα συστατικά σε ίδιες αναλογίες παρουσιάζουν σχεδόν σταθερή ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση ( $\bar{c}_p$ ) κατά τις διεργασίες εξάτμισης και συμπύκνωσης, με αποτέλεσμα μειωμένες θερμοκρασιακές διαφορές με τη θερμή πηγή αλλά και το ρευστό του συμπυκνωτή. Αντιθέτως, μείγματα δυο οργανικών ρευστών με διαφορετικές περιεκτικότητες οδηγούν σε δυσμενή θερμοκρασιακά προφίλ, λόγω της μεταβλητής ειδικής θερμοχωρητικότητας υπό σταθερή πίεση κατά τις ίδιες διεργασίες (Σχήμα 2.4.2) [Angelino (1998)].



**Σχήμα 2.4.1:** Μεταβολές καταστάσεων αμιγούς ρευστού και ζεοτροπικού μείγματος στον απλό κύκλο Rankine (πλήρης αντιστοιχία σημείων με το Σχήμα 1.2.1).



**Σχήμα 2.4.2:** Θερμοκρασιακό προφίλ ζεοτροπικών μιγμάτων στο εσωτερικό του συμπυκνωτή [Angelino (1998)].



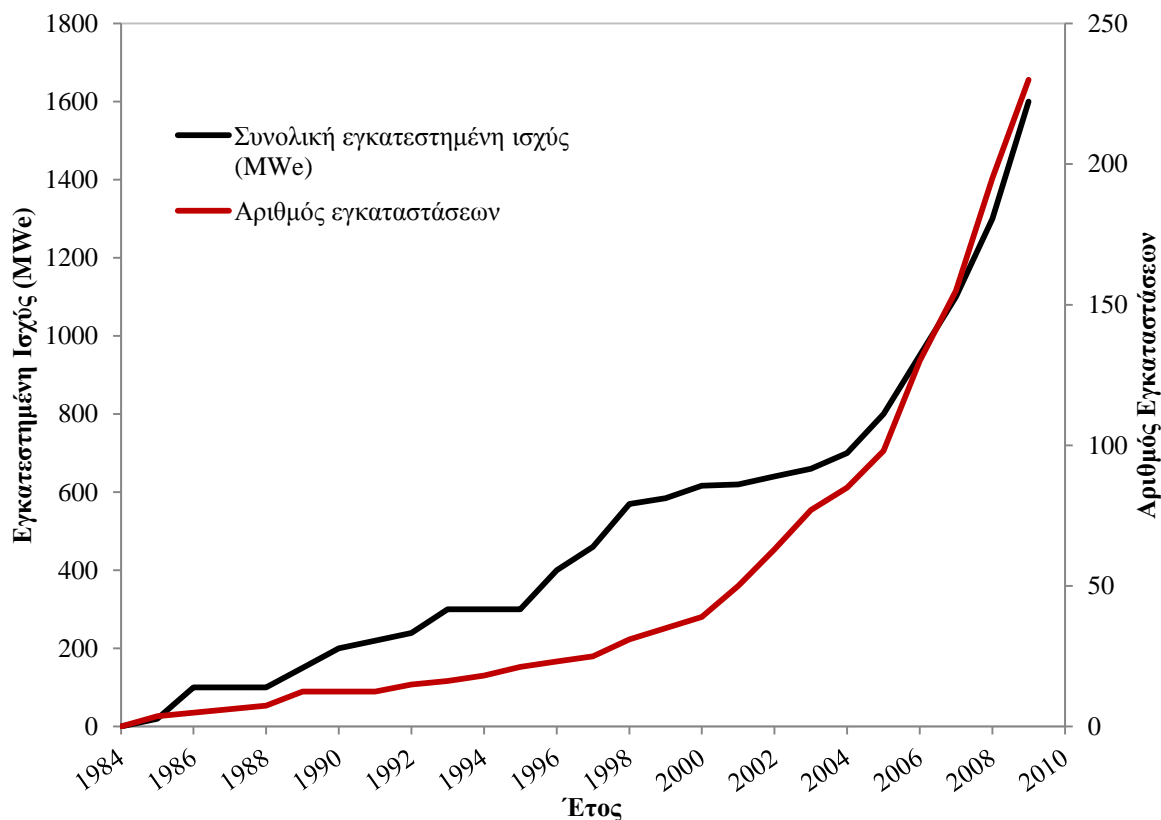
### 3. Εφαρμογές Οργανικών Κύκλων Rankine

#### 3.1 Εισαγωγή

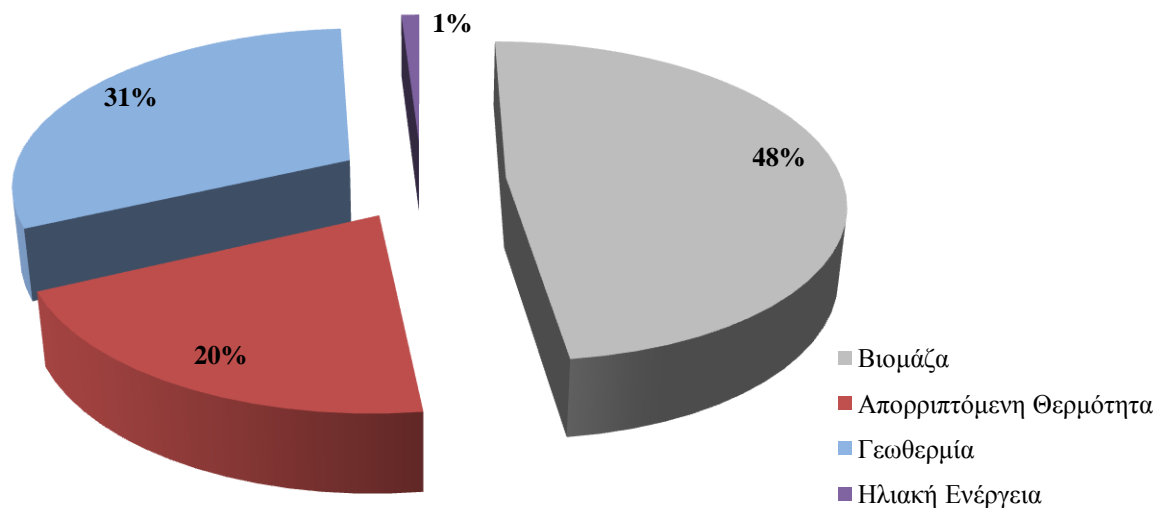
Παρόλο που ερευνήθηκαν από τη δεκαετία του 1960 (το πρώτο σύστημα OKR αναπτύχθηκε το 1961) [Tchanche (2011)], οι οργανικοί κύκλοι Rankine (OKR) δεν έχουν βρεί μέχρι σήμερα πλατιά εφαρμογή. Μονάχα την τελευταία εικοσαετία, με την αυξανόμενη ανησυχία για τη μελλοντική εξάντληση των ορυκτών καυσίμων και την παγκόσμια περιβαλλοντική καταστροφή έχει στραφεί το ενδιαφέρον των ερευνητών σε συστήματα ανάκτησης ενέργειας χαμηλών θερμοκρασιών. Λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας λειτουργίας του, ένας OKR μπορεί να ανακτήσει θερμότητα από διάφορες πηγές, όπως έχει ήδη αποδειχθεί από την επιτυχή λειτουργία διαφόρων εγκαταστάσεων στις ΗΠΑ, τον Καναδά, την Ιταλία, την Αυστρία, τη Γερμανία, την Ολλανδία, τη Σουηδία και αλλού [Turboden, Tri-o-gen]:

- Γεωθερμική ενέργεια.
- Ηλιακή ενέργεια.
- Βιομάζα.
- Απορριπτόμενη θερμότητα.

Ο αριθμός των OKR που έχει εγκατασταθεί σε παγκόσμιο επίπεδο αυξάνεται σταθερά, αλλά όχι με τον ίδιο ρυθμό για όλες τις εφαρμογές. Στο Σχήμα 3.1.1 παρουσιάζεται η εμπορική εξέλιξη των εγκαταστάσεων OKR για τα τελευταία 30 έτη, και στο Σχήμα 3.1.2 το μερίδιο των διαφόρων εφαρμογών σε αυτήν.



Σχήμα 3.1.1: Εμπορική εξέλιξη των εγκαταστάσεων OKR [Quoilin and Lemort (2009b)].



Σχήμα 3.1.2: Μερίδια εφαρμογών των εγκαταστάσεων OKR [Quoilin and Lemort (2009b)].

## 3.2 Εφαρμογές Ανάκτησης Θερμότητας

### 3.2.1 Γεωθερμία

Η Γη γίνεται πιο θερμή όσο μετακινείται κανείς από την επιφάνεια προς το εσωτερικό του πλανήτη. Αυτή η υπόγεια ενέργεια που εκπέμπεται από το κέντρο της γης, η οποία καλείται γεωθερμική ενέργεια, μπορεί να χρησιμοποιηθεί για διεργασίες θέρμανσης και / ή την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

Γεωθερμική ενέργεια ορίζεται το ποσό της θερμότητας που απελευθερώνεται στην ατμόσφαιρα από τον φλοιό της Γης. Ποικίλλει ανάλογα με την τοποθεσία πάνω στην επιφάνεια της γης, αλλά και με τον χρόνο για μία συγκεκριμένη τοποθεσία. Η συνολική ηλεκτροπαραγωγή από γεωθερμική ενέργεια εκτιμάται πως είναι περίπου  $4 \times 10^{13}$  W, ποσό τρεις φορές μεγαλύτερο από την παγκόσμια κατανάλωση ενέργειας [Barbier (2002)].

Η μέση γεωθερμική βαθμίδα στην επιφάνεια της Γης ανέρχεται περίπου σε 300 K/km και δεν είναι ισομερώς κατανομημένη, επιτρέποντας σε ορισμένες περιοχές να είναι πιο κατάλληλες για γεωθερμικές εφαρμογές από ό, τι άλλες [Wikipedia] .

Ιστορικά, αξίζει να αναφερθεί πως η πρώτη εμπορική μονάδα εκμετάλλευσης γεωθερμικής ενέργειας, ισχύος 250 kW<sub>e</sub>, ανεγέρθη το 1913 στο Larderello της Ιταλίας [Barbier (2002), G.E.O.]. Επί του παρόντος, υπάρχουν 504 γεωθερμικές εγκαταστάσεις παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας σε λειτουργία σε 27 χώρες με τη συνολική παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια να ανέρχεται σε 10 GW [Lund (2006)]. Οι κύριοι τύποι γεωθερμικών σταθμών παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας είναι [DiPippo (2012)]:

- Ξηρού ατμού.
- Ακαριαίας εξάτμισης, απλής βαθμίδας (Single – flash).
- Ακαριαίας εξάτμισης, διπλής βαθμίδας (Double – flash).
- Δυαδικού συστήματος (Σχ. 3.2.1).

Σύγκριση μεταξύ των εγκαταστάσεων αυτών συνοψίζεται στον Πίνακα 3.2.1.

**Πίνακας 3.2.1:** Σύγκριση διαφόρων τύπων γεωθερμικών εγκαταστάσεων [DiPirro (2012)].

Τύπος εγκατάστασης	Θερμοκρασία πηγής (°C)	Βαθμός απόδοσης (%)	Κόστος – Πολυπλοκότητα
Ξηρού ατμού	240 – 320	35 – 45	Μέτρια – Υψηλή
Single – flash	180 – 300	50 – 65	Χαμηλή – Μέτρια
Double – flash	200 – 260	30 – 35	Μέτρια
Δυαδικού κύκλου	125 – 165	25 – 45	Μέτρια – Υψηλή

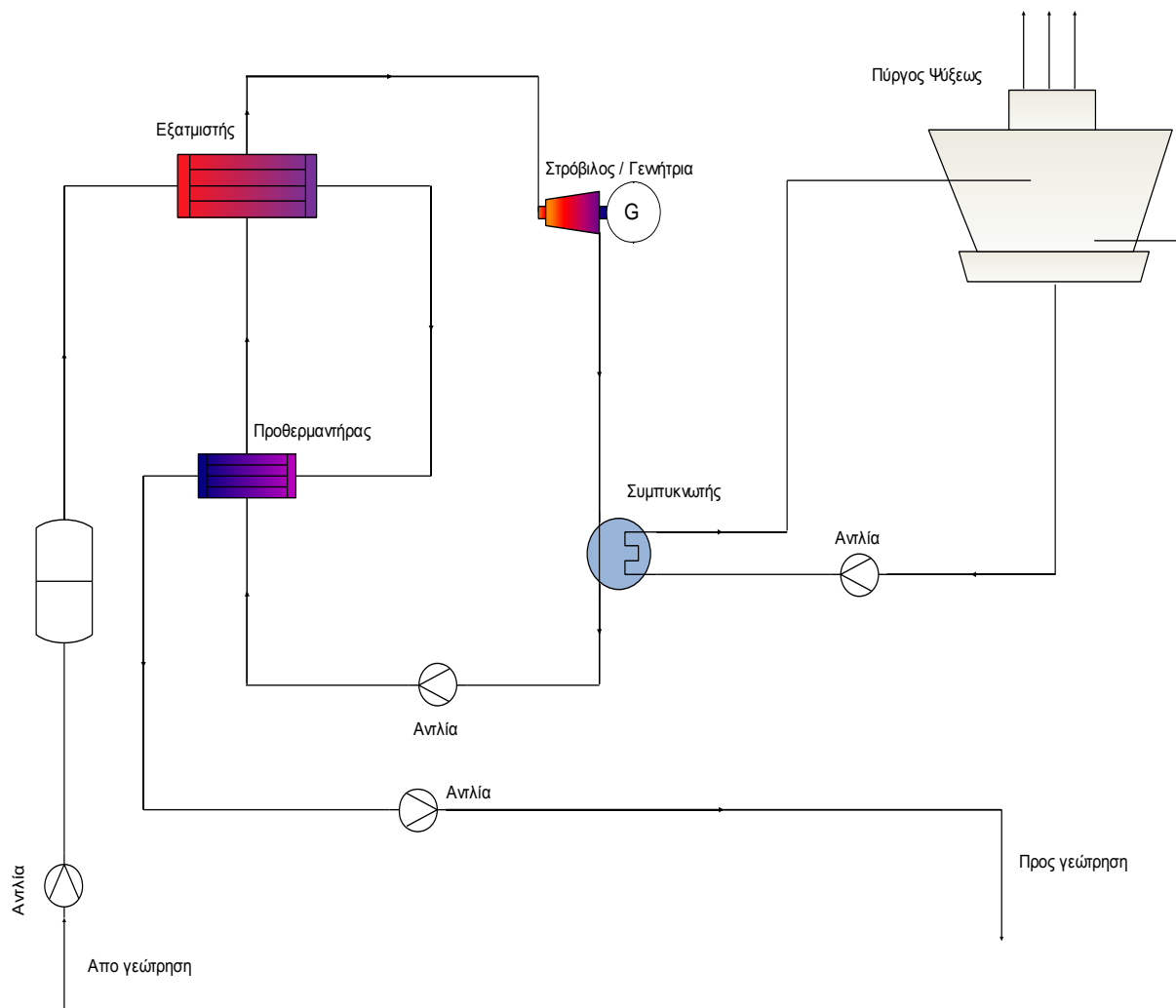
Από τις ανωτέρω κατηγορίες, οι ευρύτερα χρησιμοποιούμενες εγκαταστάσεις είναι του δυαδικού κύκλου, καθότι αποτελούν τη μοναδική λύση ανάκτησης θερμότητας από πηγές θερμοκρασίας χαμηλότερης των 150°C. Η πρώτη εξ αυτών τέθηκε σε λειτουργία στην Paratunka της Ρωσίας το 1967, με παραγόμενη ισχύ 680 kW, η οποία και απέδειξε την εφικτότητα των εγκαταστάσεων δυαδικού κύκλου. Η πρώτη εξ αυτών τέθηκε σε λειτουργία στην Paratunka της Ρωσίας το 1967, με παραγόμενη ισχύ 680 kW, η οποία και απέδειξε την εφικτότητα των εγκαταστάσεων δυαδικού κύκλου. Σήμερα λειτουργούν 108 μονάδες παγκοσμίως, συνολικής ισχύος 73 MW. Αποτελούν το 31% του συνόλου των γεωθερμικών εγκαταστάσεων αλλά παράγουν μονάχα το 4% της συνολικής ισχύος [Bertani (2005), Lunde (2004)]. Από τη δεκαετία του 1980 και μετά, η συγκεκριμένη τεχνολογία αναπτύσσεται και είναι εμπορικά διαθέσιμη. Εγκαταστάσεις δυαδικού κύκλου παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.2.2.

**Πίνακας 3.2.2:** Γεωθερμικές εγκαταστάσεις δυαδικού κύκλου [Bertani (2005), Lunde (2004)].

Τοποθεσία	Amedee, Η.Π.Α	Wineagle, Η.Π.Α	Altheim, Αυστρία	Otake, Ιαπωνία	Nigorikawa, Ιαπωνία
Θερμοκρασία Πηγής (°C)	104	110	106	130	140
Παροχή μάζας πηγής	205 l/s	63 l/s	86 l/s	14.6 kg/s	50 kg/s
Εργαζόμενο μέσο	R-114	Ισοβουτάνιο	R-114	Ισοβουτάνιο	R-114
Θερμικός βαθμός απόδοσης (%)	12,4	11,3	10,2	12,9	9,8

Δεν είναι τυχαίο πως στις εγκαταστάσεις δυαδικού κύκλου εφαρμόζεται η τεχνολογία OKR. Στις συγκεκριμένες εγκαταστάσεις η θερμική ενέργεια της πηγής (υγρής μορφής) μεταφέρεται μέσω εναλλακτών θερμότητας στο εργαζόμενο μέσο του OKR, μέσω του οποίου παράγεται μηχανική ενέργεια.

Στο Σχήμα 3.2.1 παρουσιάζεται διάγραμμα ροής μιας τυπικής εγκατάστασης δυαδικού κύκλου.



**Σχήμα 3.2.1:** Γεωθερμικός σταθμός δυαδικού συστήματος [Bronicki (2005)].

### 3.2.2 Ηλιακές εφαρμογές

Η Γη δέχεται  $174 \text{ pW}$  ( $174 \times 10^{12} \text{ kW}$ ) ηλιακής ακτινοβολίας στα ανώτερα στρώματα της ατμόσφαιρας. Περίπου το 30% αυτής ανακλάται πίσω στο διάστημα, ενώ το υπόλοιπο απορροφάται από τους ωκεανούς, τα σύννεφα, και την επιφάνεια της γης.

Η συνολική ηλιακή ενέργεια που απορροφάται από τον πλανήτη είναι περίπου  $3.850.000 \text{ pJ}$  ( $385 \times 10^{19} \text{ kJ}$ ) ανά έτος [Morton (2006)]. Με τις σημερινές ενεργειακές ανάγκες, η ηλιακή ενέργεια που απορροφάται ανά μια ώρα από τη γη, είναι περισσότερη από την ενέργεια που χρησιμοποιείται παγκοσμίως σε ένα χρόνο [Barlev (2013), Nathan (2006)]. Με άλλα λόγια, το ποσό της ηλιακής ενέργειας που φτάνει στην επιφάνεια του πλανήτη ανά έτος είναι μεγαλύτερο από το ποσό ενέργειας που έχει ληφθεί ποτέ από το σύνολο των μη-ανανεώσιμων πηγών ενέργειας της Γης [U.S Energy Information Administration].

Δεδομένου ότι η ηλιακή ενέργεια μπορεί να αξιοποιηθεί σε διάφορα επίπεδα σε όλο τον κόσμο, εξαρτώμενα από την απόσταση από τον ισημερινό, και αποτελεί μια πρώτης τάξεως εναλλακτική πηγή ενέργειας.

Για την εκμετάλλευσή της προς παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, υπάρχουν δυο επιλογές:

- Συστοιχία φωτοβολταϊκών στοιχείων
- Παραβολικοί ηλιακοί συλλέκτες & OKR.

Στις συγκεκριμένες εγκαταστάσεις (χρήσεως ηλιακής ενέργειας, με σκοπό την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας), η αποθήκευση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας είναι ένα ζήτημα κεφαλαιώδους σημασίας για την ενεργειακή και οικονομική βιωσιμότητά τους. Το πλεονέκτημα των συστημάτων OKR έναντι των φωτοβολταϊκών στοιχείων, είναι το γεγονός πως δεν είναι αναγκαίο να αποθηκευτεί η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια, καθώς υπάρχει η δυνατότητα αποθήκευσης της θερμικής ενέργειας και η αξιοποίηση της για την παραγωγή ηλεκτρισμού, όταν αυτό είναι αναγκαίο. Η αποθήκευση θερμικής ενέργειας είναι αρκετά αποδοτικότερη και πιο οικονομική σε σχέση με την αποθήκευση ηλεκτρικής ενέργειας σε συστοιχίες μπαταριών, οι οποίες είναι ακριβές, έχουν μικρή διάρκεια ζωής και μικρή αποδοτικότητα. Έτσι, ενώ οι εγκαταστάσεις φωτοβολταϊκών στοιχείων μοιάζουν να είναι η ιδανική επιλογή για την κάλυψη ενεργειακών αναγκών σε απομονωμένα συστήματα λόγω απλότητας κατασκευής, η ανάγκη για αποθήκευση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας καθιστά τα συστήματα OKR μια ανταγωνιστική τεχνολογία [Schuster (2006)].

Άλλα πλεονεκτήματα της χρήσης συστημάτων OKR σε ηλιακές εφαρμογές είναι ότι επιτρέπουν χαμηλότερη μέγιστη θερμοκρασία εισροής θερμότητας, καλύτερο βαθμό απόδοσης ανταλλαγής θερμότητας – λόγω μειωμένων περιβαλλοντικών απωλειών – άρα και μείωση του μεγέθους των ηλιακών πάρκων [Saitoh and Hoshi (2002)].

Ακολουθούν ορισμένα παραδείγματα εγκαταστάσεων OKR στον τομέα της ηλιακής ενέργειας.

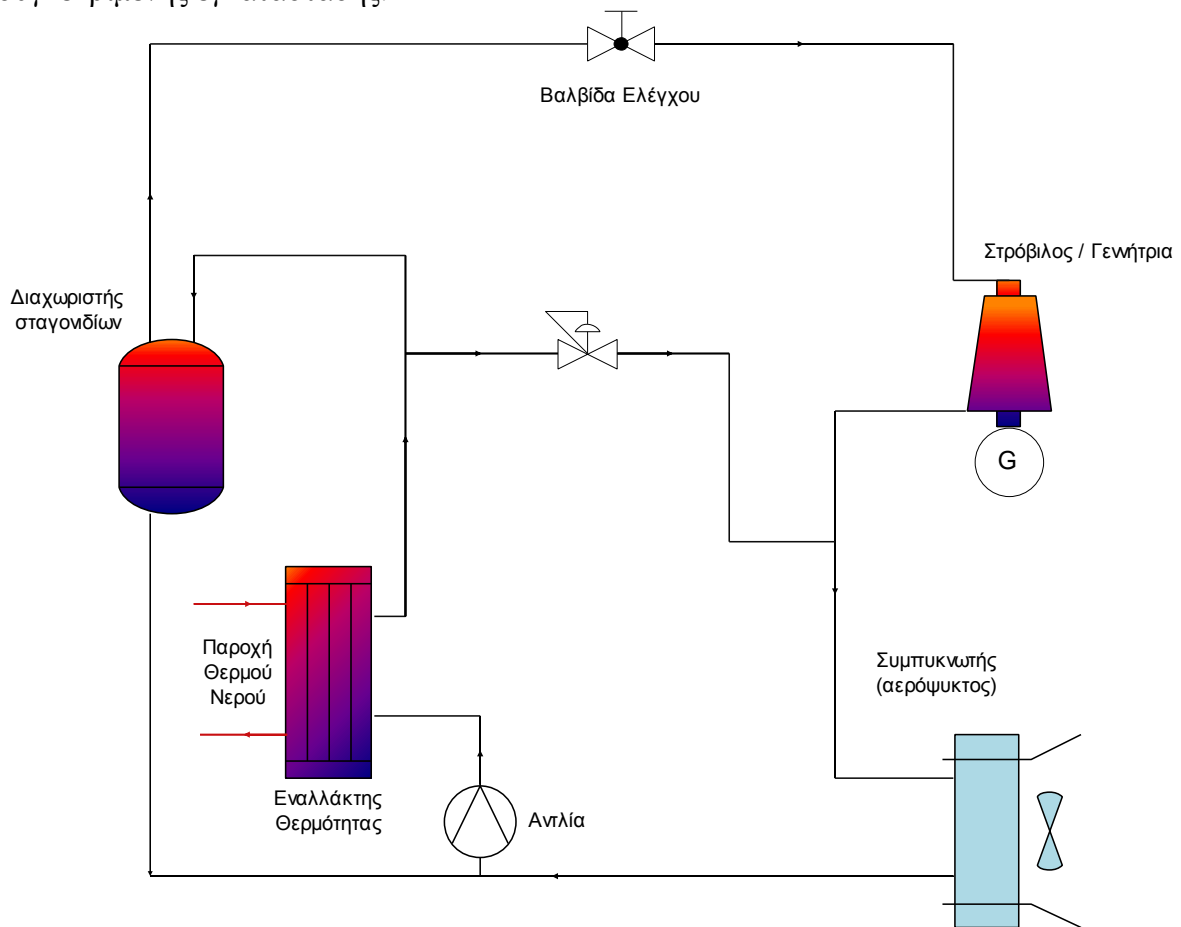
Οι Nguyen, Doherty και Riffat [Nguyen (2001)] σχεδίασαν και κατασκεύασαν ένα πρωτότυπο σύστημα OKR. Ως εργαζόμενο μέσο χρησιμοποιήθηκε n-πεντάνιο, και το σύστημα περιελάμβανε:

- Λέβητα προπανίου 60 kW
- Συμπαγείς χαλκοκολλημένους εναλλάκτες θερμότητας
- Αντλία διαφράγματος πεπιεσμένου αέρα
- Στρόβιλο ακτινικής ροής (65000 rpm)
- Θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού: 93°C
- Θερμοκρασία εξάτμισης: 81°C,
- Θερμοκρασία συμπύκνωσης: 38°C
- Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου 0,10 kg/s.

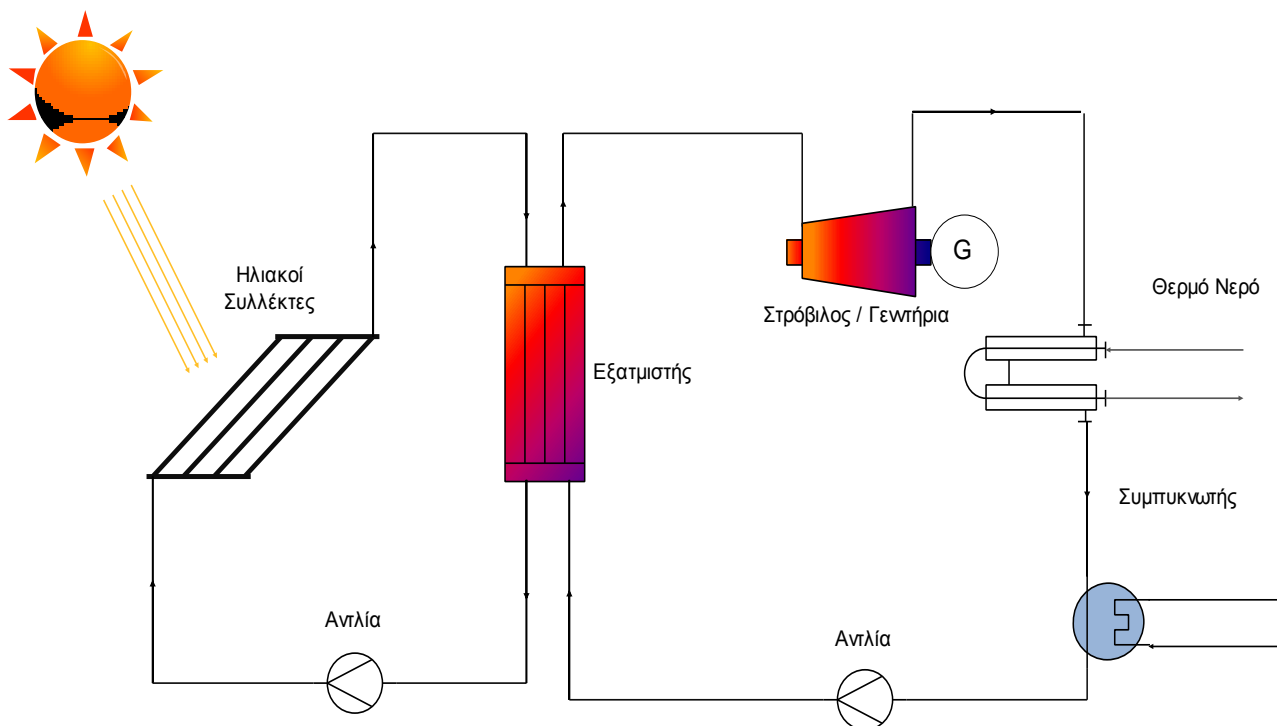
Η παραγόμενη ισχύς ήταν 1,44 kW<sub>e</sub> και ο βαθμός απόδοσης του συστήματος 4,3%. Το κόστος της μονάδας υπολογίστηκε στις 21,560 £, με τη στροβιλογεννήτρια να αντιπροσωπεύει περισσότερο από το 37% του συνολικού κόστους του συστήματος. Οι συγγραφείς κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι το σύστημα θα μπορούσε να είναι οικονομικά αποδοτικό σε απομακρυσμένες περιοχές κοντά στον ισημερινό. Έκτοτε η μονάδα αυτή (Σχήμα 3.2.2) παράγεται μαζικά.

Ηλιακοί συλλέκτες σε συνδυασμό με συστήματα OKR μπορούν να λειτουργήσουν αποτελεσματικά και για συμπαραγωγή ενέργειας (παραγωγή θερμού νερού και ηλεκτρικής ενέργειας). Δοκιμές που πραγματοποιήθηκαν στο Λεσότο της Αφρικής από την Solar Turbine Group International αποδεικνύουν πως οι λεγόμενοι “micro-solar ORCs” είναι οικονομικώς αποδοτικοί σε εκτός δικτύου περιοχές των αναπτυσσόμενων χωρών, όπου δισεκατομμύρια άνθρωποι εξακολουθούν να ζουν χωρίς πρόσβαση σε ηλεκτρικό ρεύμα [Quoilin (2011), Orosz (2011)]. Το σύστημα έχει ως εργαζόμενο μέσο το

R245fa. Η παραγόμενη ισχύς είναι 3 kW, και η εισερχόμενη θερμική ισχύς στον κύκλο είναι 37 kW [Orosz (2009)]. Στο Σχήμα 3.2.3 παρουσιάζεται το διάγραμμα ροής της συγκεκριμένης εγκατάστασης.



Σχήμα 3.2.2: Σύστημα OKR των Nguyen, Doherty και Riffat [Nguyen (2001)].



Σχήμα 3.2.3: Εγκατάσταση micro-solar OKR στο Λεσότο, Αφρική [ Orosz (2009)].

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζουν οι εγκαταστάσεις συστημάτων OKR και ηλιακών δεξαμενών. Οι ηλιακές δεξαμενές ή ηλιακές λίμνες (solar ponds) αποτελούν μια ειδική κατηγορία συστημάτων συλλογής με ενσωματωμένη θερμική αποθήκη της συλλεγόμενης ηλιακής ενέργειας. Μελετήθηκαν πρώτα το έτος 1902 από τον S. Kalescinsky [Bronicki and Robert (2001)].

Ηλιακή λίμνη καλείται μια αβαθής τεχνητή λίμνη, με προοδευτική – από την επιφάνεια προς το βυθό – αύξηση της περιεκτικότητάς της σε άλας NaCl ή NaCl + MgCl<sub>2</sub> ενώ έχει συνήθως και ηλιοαπορροφητικό βυθό [Πασίρογλου (2008)], δηλαδή βυθό ο οποίος απορροφά θερμότητα από την ηλιακή ακτινοβολία και την αποδίδει στο νερό της λίμνης.

Στις φυσικές ηλιακές λίμνες υπάρχει μια βάρθρωση συγκέντρωσης κάποιου άλατος, λόγω της οποίας δεν είναι δυνατή η φυσική κυκλοφορία του νερού, και η μεταφορά θερμότητας προς τα ανώτερα στρώματα γίνεται μόνο με αγωγή (η οποία είναι αρκετά μικρή). Επιπλέον, το νερό είναι αδιαφανές στη θερμική ακτινοβολία και η μετάδοση θερμότητας με ακτινοβολία είναι αδύνατη μέσα στη μάζα του νερού.

Μπορούμε να διακρίνουμε τρία στρώματα νερού:

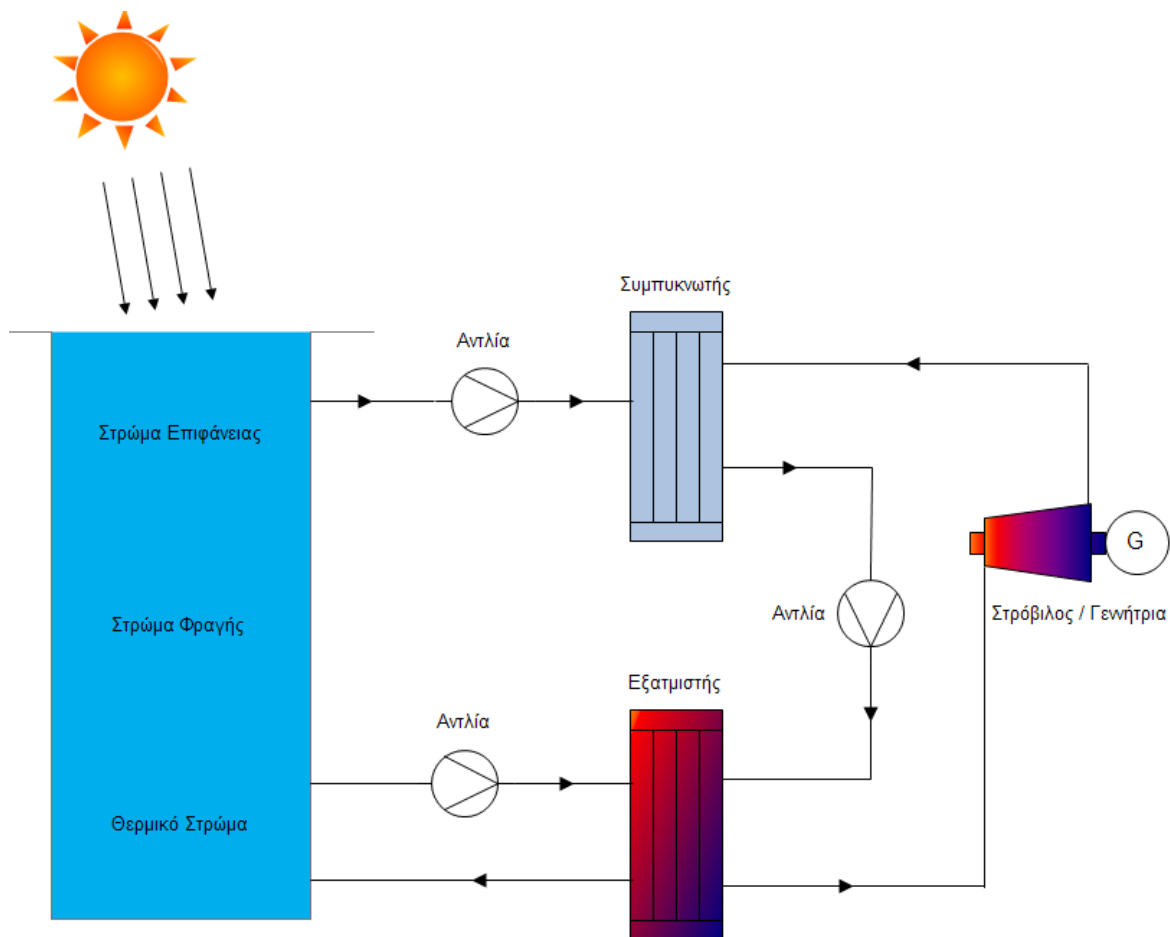
1. Το υδάτινο στρώμα επιφανείας, όπως λέγεται, το οποίο έχει τη μικρότερη αλατότητα και συνήθως αποτελείται από φυσικό νερό. Εκτείνεται σε βάθος 0,15 – 0,30 m.
2. Το υδάτινο στρώμα φραγής, που έχει μια προοδευτικά αυξανόμενη-ανάλογα με το βάθος- αλατότητα και προφυλάσσει από τις θερμικές απώλειες προς τον αέρα το κατώτερο στρώμα. Το βάθος του κυμαίνεται μεταξύ 1 – 1,5 m
3. Το κατώτερο θερμικό στρώμα, που έχει μεγαλύτερη αλατότητα – και μεγαλύτερο ειδικό βάρος – από το προηγούμενο, αποτελεί την κύρια αποθήκη της ηλιακής ενέργειας που δεσμεύεται. Βάθος μεταξύ 2 – 7 m [Πασίρογλου (2008)].

Η μέγιστη θερμοκρασία που αναπτύσσεται στις ηλιακές λίμνες ανέρχεται στους 90 – 100°C, γεγονός που τις καθιστά ιδανικές για συστήματα OKR με εργαζόμενα μέσα ορισμένα οργανικά ρευστά με χαμηλό σημείο βρασμού (R134a, Προπάνιο). Το ανώτερο στρώμα νερού λειτουργεί ως πηγή παροχής νερού χαμηλής θερμοκρασίας, προς ψύξη του συμπυκνωτή, ενώ το κατώτερο στρώμα παρέχει θερμό νερό στον εξατμιστή (Σχήμα 3.2.4). Ο θερμικός βαθμός απόδοσης τέτοιων συστημάτων έχει εύρος τιμών 15 – 25%, ενώ ο λόγος της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας προς την απορροφώμενη ηλιακή ενέργεια κυμαίνεται από 0.8% έως 2%.

Οι έρευνες για την ανάπτυξη των συγκεκριμένων συστημάτων ξεκίνησαν στο Ισραήλ τις δεκαετίες 1950-1970 και το πρώτο σύστημα, με ηλιακή λίμνη επιφάνειας 1100 m<sup>2</sup>, τέθηκε σε ισχύ από την εταιρία “Dead Sea Works” στα παράλια του Ισραήλ, το 1975. Από τότε, αρκετές εγκαταστάσεις έχουν τεθεί σε λειτουργία παγκοσμίως. Ενδεικτικές εγκαταστάσεις ηλιακών λιμνών παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.2.3 [Trieb (1997)].

**Πίνακας 3.2.3:** Εγκαταστάσεις ηλιακών λιμνών.

Τοποθεσία	Beith Ha'avara, Ισραήλ	Ein Boqek, Ισραήλ	Yavne, Ισραήλ	Alice Springs, Αυστραλία	El Paso, Η.Π.Α
Επιφάνεια λίμνης (m <sup>2</sup> )	250.000	6250	1500	1600	3350
Ηλεκτρική ισχύς (kW <sub>e</sub> )	5000	150	6	15	70



*Σχήμα 3.2.4: Εγκατάσταση Ηλιακής Λίμνης [Trieb (1997)].*

### 3.2.3 Καύση βιομάζας

Η βιομάζα είναι η τέταρτη μεγαλύτερη πηγή ενέργειας στον κόσμο, προσφέροντας σχεδόν το 10% της παγκόσμιας ζήτησης πρωτογενούς ενέργειας, ενώ στις αναπτυσσόμενες χώρες, η συμβολή της βιομάζας στην εγχώρια πρωτογενή ενεργειακή ζήτηση είναι αρκετά μεγαλύτερη, φτάνοντας σε ορισμένες περιπτώσεις ποσοστά της τάξεως 70-90% [International Energy Agency (2008)].

Με τον όρο βιομάζα εννοείται οποιοδήποτε υλικό παράγεται από ζωντανούς οργανισμούς (όπως το ξύλο και άλλα προϊόντα του δάσους, υπολείμματα καλλιεργειών, κτηνοτροφικά απόβλητα, απόβλητα βιομηχανιών τροφίμων, κ.λπ.) και μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως καύσιμο για παραγωγή θερμικής ή ηλεκτρικής ενέργειας.

Η ενέργεια που είναι δεσμευμένη στις φυτικές ουσίες προέρχεται από τον ήλιο. Με τη διαδικασία της φωτοσύνθεσης, τα φυτά μετασχηματίζουν την ηλιακή ενέργεια σε βιομάζα, η οποία λαμβάνεται από τους ζωικούς οργανισμούς μέσω της τροφής τους, αποθηκεύοντας ένα μέρος της. Η ενέργεια αυτή αποδίδεται τελικά με τη βιομάζα, μετά την επεξεργασία και τη χρήση της. Αποτελεί μια ανανεώσιμη πηγή ενέργειας, καθώς στην πραγματικότητα αποτελεί αποθηκευμένη ηλιακή ενέργεια που δεσμεύτηκε από τα φυτά κατά τη φωτοσύνθεση (δευτερογενής ηλιακή ενέργεια).

Όλα τα υλικά, που άμεσα ή έμμεσα προέρχονται από το φυτικό κόσμο, αλλά και τα υγρά απόβλητα και το μεγαλύτερο μέρος από τα αστικά απορρίμματα (υπολείμματα



τροφών, χαρτί κ.ά.) των πόλεων και των βιομηχανιών, μπορούν να μετατραπούν σε χρήσιμη ενέργεια σε κατάλληλες εγκαταστάσεις [Κοδοσάκης (1994)].

Διάφορες τεχνολογίες που θα μπορούσαν να εξυπηρετήσουν τον σκοπό αυτό έχουν αναπτυχθεί, οι οποίες ουσιαστικά αποτελούνται από συστήματα μετατροπής ενέργειας σε δυο στάδια [Dong (2009)]:

1. Μετατροπή της βιομάζας σε θερμό νερό, ατμό, αέρια ή υγρά προϊόντα.
2. Μετατροπή των προϊόντων αυτών σε ηλεκτρική και θερμική ενέργεια.

Μεταξύ αυτών, έχει μελετηθεί εκτεταμένα τα τελευταία χρόνια και η χρήση συστημάτων OKR καύσεως βιομάζας για συμπαραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας (Biomass ORC CHP plants) [Gaderer (2007), Obernberger (1998)]. Ένα τυπικό σύστημα αποτελείται από έναν λέβητα τροφοδοσίας βιομάζας και τη μονάδα OKR, συζευγμένη με κύκλωμα θερμικού ελαίου (Σχήμα 3.2.5).

Βιομάζα καίγεται μέσω μιας διεργασίας παρόμοιας με εκείνη που χρησιμοποιείται στους συμβατικούς λέβητες ατμού. Το θερμικό έλαιο που χρησιμοποιείται ως μέσο μεταφοράς θερμότητας παρέχει αρκετά πλεονεκτήματα, όπως χαμηλή πίεση στον λέβητα, έλλειψη ευαισθησίας στις μεταβολές φορτίου και απλό και ασφαλή έλεγχο και λειτουργία. Η θερμότητα μεταφέρεται μέσω του ελαίου στον OKR, όπου και μετατρέπεται σε ηλεκτρική και θερμική ενέργεια.

Εγκαταστάσεις μέσης κλίμακας (100 – 1500 kW) έχουν αναπτυχθεί και είναι εμπορικά διαθέσιμες, ενώ εγκαταστάσεις μικρής κλίμακας (μερικών kW) είναι υπό ανάπτυξη. Στον Πίνακα 3.2.4 αναφέρονται ενδεικτικές εγκαταστάσεις.

Παρ' ό,τι βρίσκονται υπό λειτουργία περισσότερες από 100 εγκαταστάσεις μέσης κλίμακας, τεχνικά στοιχεία σχετικά με αυτές δεν είναι διαθέσιμα ευρέως.

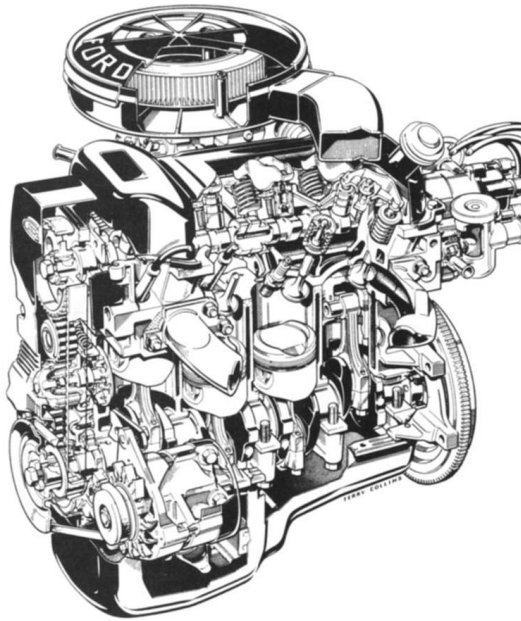
Εκθέσεις αξιολόγησης είναι διαθέσιμες στο κοινό για τη μονάδα OKR εγκατεστημένη στο Lienz της Αυστρίας. Η μονάδα αυτή τροφοδοτεί την πόλη του Lienz με θερμότητα 60.000 MWh/έτος, και το τοπικό δίκτυο ηλεκτρισμού με 7200 MWh/έτος ηλεκτρικής ενέργειας. Είναι πλήρως αυτόματη, και παρουσιάζει εξαιρετική λειτουργία σε μερικό φορτίο με ηλεκτρική απόδοση 18%. Η συνολική απόδοση της εγκατάστασης ανέρχεται σε 82%. Τέλος, το ειδικό κόστος της εγκατάστασης υπολογίστηκε σε 2765 €/kWe [Obernberger (2002), Obernberger και Hammerschmid (2001)].

**Πίνακας 3.2.4:** Εγκαταστάσεις OKR καύσεως βιομάζας [Obernberger (1998)].

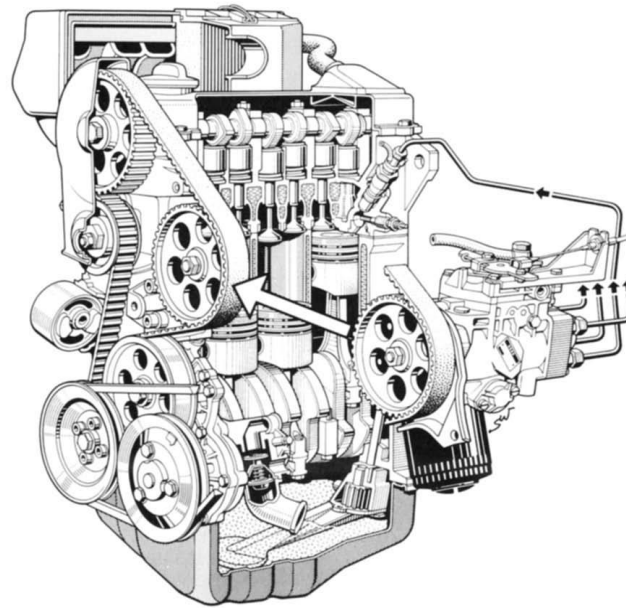
Τοποθεσία	Stadtwarme Lienz, Αυστρία	Sauerlack, Βαυαρία	Toblach, Alto Atige, Ιταλία	Fubach, Αυστρία
Ηλεκτρική ισχύς (kW <sub>e</sub> )	1000	700	1100	1500



καυσίμου κατά 10-15%, με την εγκατάσταση ενός συστήματος OKR σε 4-κύλινδρο κινητήρα Diesel της Volkswagen Co. (Σχήμα 3.2.7).

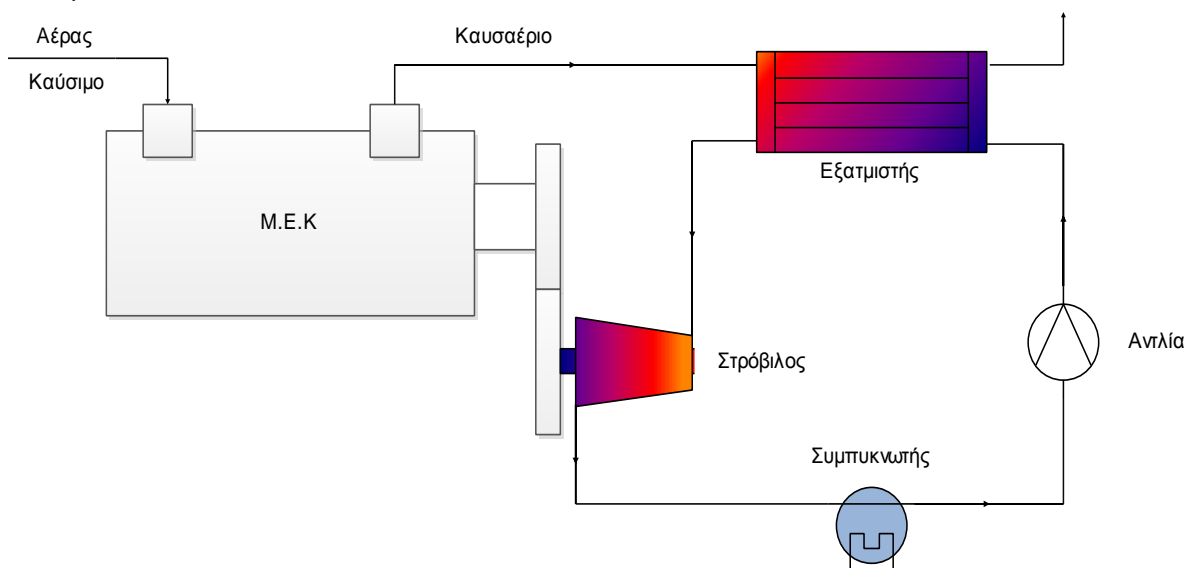


**Σχήμα 3.2.6:** Ford hemi-head 4-cylinder spark-ignition engine (1976).



**Σχήμα 3.2.7:** Volkswagen 4-cylinder Indirect-injection diesel engine (1981).

Προχωρώντας σε πιο σύγχρονες έρευνες και εφαρμογές της συγκεκριμένης τεχνολογίας, παράδειγμα χρήσης βασικού OKR για ανάκτηση θερμότητας από Μ.Ε.Κ, μελετητές [Srinivasan and Mago (2008)] συζεύξαν ένα απλό σύστημα OKR σε έναν υπερτροφοδοτούμενο κινητήρα ALPING (Advanced Injection Low Pilot Ignited Natural Gas engine – Οι συγκεκριμένοι τύπου κινητήρες έχουν προταθεί ως εναλλακτική επιλογή των συμβατικών κινητήρων διπλού καυσίμου και των κινητήρων Diesel, λόγω των αρκετά μειωμένων εκπομπών  $\text{NO}_x$ ) (Σχήμα 3.2.8). Απεδείχθη πως το σύστημα ORC απέφερε βελτίωση της κατανάλωσης καυσίμου κατά 10% διατηρώντας τα χαμηλά επίπεδα εκπομπών  $\text{NO}_x$ .



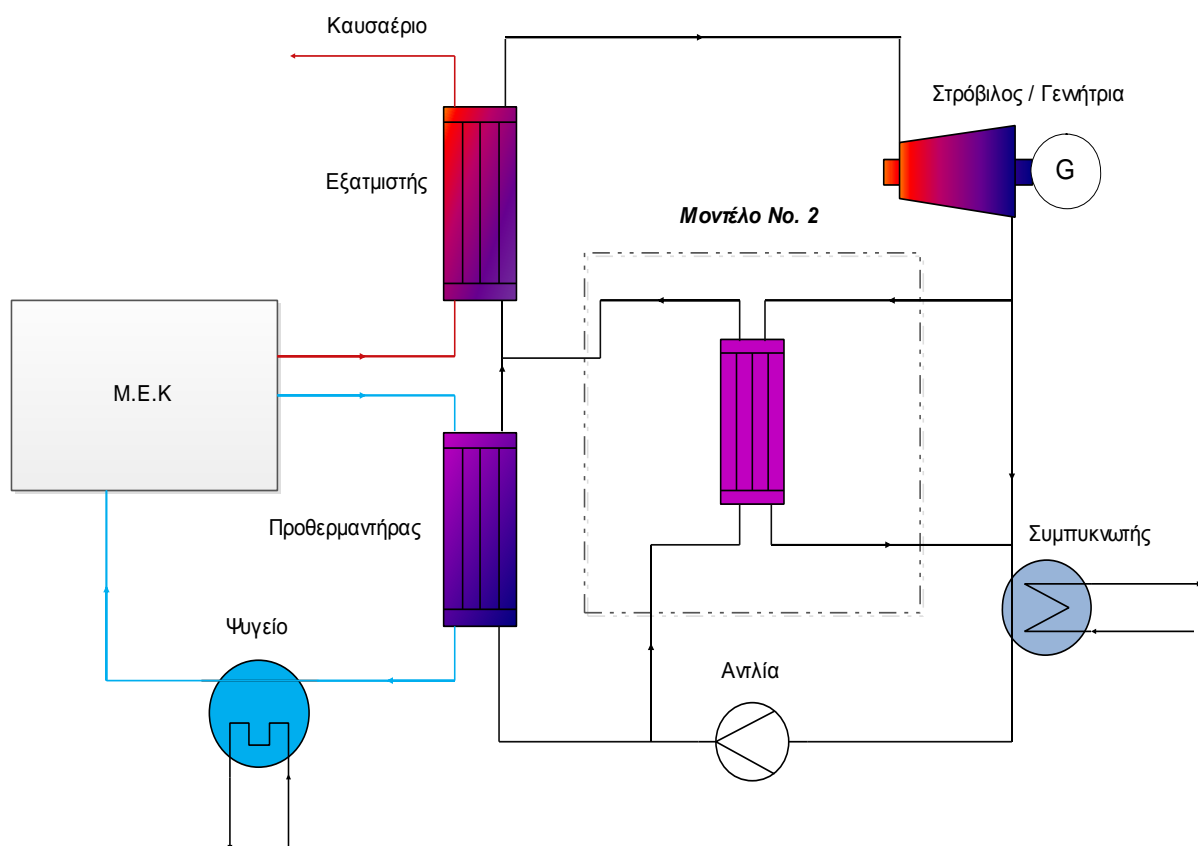
**Σχήμα 3.2.8:** Σύστημα OKR ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων [Srinivasan (2008)].

Ενδιαφέρον παρουσιάζει και ένα σύστημα OKR ανάκτησης θερμότητας, στο οποίο το εργαζόμενο μέσο θερμαινόταν σε έναν προθερμαντήρα πριν την είσοδό του στον εξατμιστή [Vaja and Gambarotta (2010)]. Το ιδιαίτερο στην εργασία αυτή, ήταν ο σχεδιασμός του συστήματος.

Στο πρώτο προτεινόμενο μοντέλο, ο προθερμαντήρας λαμβάνει θερμότητα από το σύστημα ψύξης του κινητήρα, ενώ στο δεύτερο μοντέλο η θερμότητα προερχόταν από το ίδιο το εργαζόμενο μέσο, κατά την έξοδο του από τον στρόβιλο. Καί στις δύο περιπτώσεις ο εξατμιστής εκμεταλλευόταν τη θερμική ενέργεια των καυσαερίων (Σχήμα 3.2.9).

Οι βελτιώσεις στην αποδοτικότητα του κινητήρα με τη χρήση των δυο αυτών συστημάτων παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.2.5.

Οι συγκεκριμένοι ερευνητές κατέληξαν στο συμπέρασμα πως αποδοτικότερο, από οικονομικής άποψης, είναι το πρώτο μοντέλο (εκμετάλλευση του συστήματος ψύξης του κινητήρα) λόγω των σχετικά απλούστερων επιμέρους στοιχείων του.



**Σχήμα 3.2.9:** Σύστημα OKR ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων με προθερμαντήρα [Vaja and Gambarotta (2010)].

**Πίνακας 3.2.5:** Βαθμός απόδοσης του συστήματος OKR [Vaja and Gambarotta (2010)].

	Απλός OKR (χωρίς προθερμαντήρα)	OKR με προθερμαντήρα (Μοντέλο 1)	OKR με προθερμαντήρα (Μοντέλο 2)
$\eta_{cc}$	0.466	0.471	0.478
$(\eta_{cc} - \eta_e)\eta_e$	0.114	0.126	0.128

$\eta_{cc}$ : Θερμικός βαθμός απόδοσης συστήματος M.E.K. – OKR

$\eta_e$ : Θερμικός βαθμός απόδοσης M.E.K χωρίς εκμετάλλευση θερμότητας καυσαερίων

Μια ακόμη ενδιαφέρουσα ιδέα προτάθηκε από τους Arias, Shedd και Jester στο συνέδριο της Society of Automotive Engineers το 2006 [Arias (2006)]. Οι συγκεκριμένοι πρότειναν διαφορετική τεχνική θέρμανσης του εργαζόμενου μέσου πριν την είσοδο του στον εξατμιστή.

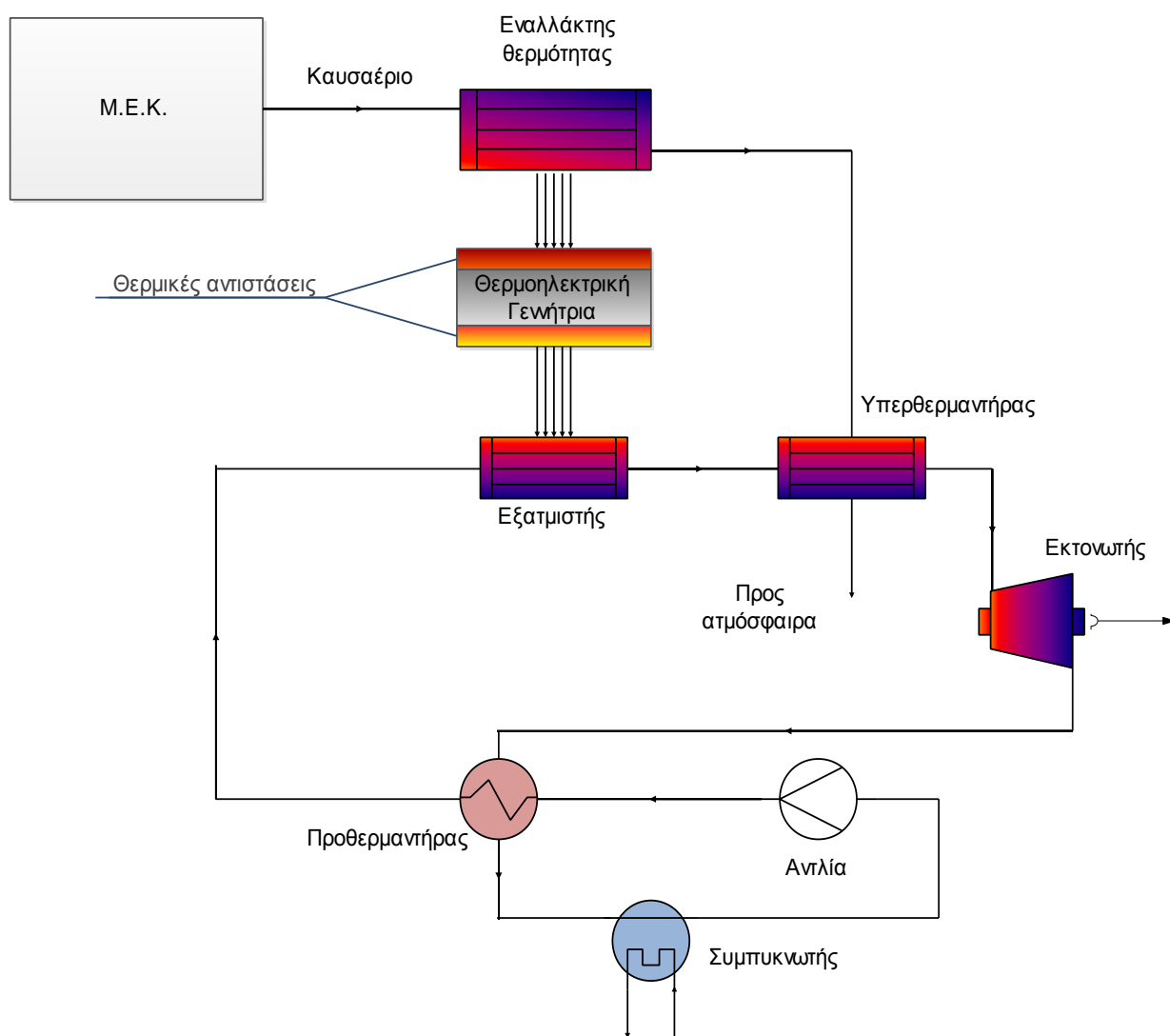
Σύμφωνα με τη συγκεκριμένη εργασία, η προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου από το κύκλωμα ψύξης του κινητήρα δεν είναι αρκετά αποδοτική, εξαιτίας των θερμοκρασιακών περιορισμών που τίθενται με γνώμονα την καλή λειτουργία του κινητήρα. Αντί αυτού, στο σύστημα που παρουσίασαν, η προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου γίνεται απευθείας από το περίβλημα του κινητήρα, χωρίς τη χρήση δεύτερου εναλλάκτη θερμότητας. Με τον τρόπο αυτό – πέραν της μείωσης του κόστους του συστήματος – επιτυγχάνεται καλύτερη αντιστοιχία μεταξύ των θερμοκρασιών των πηγών ενέργειας και του εργαζόμενου μέσου για τις διεργασίες προθέρμανσης και υπερθέρμανσης.

Πιο εξελιγμένο και σύνθετο παράδειγμα εφαρμογής του κύκλου Rankine για την ανάκτηση της αποβαλλόμενης θερμότητας κινητήρα Diesel, αποτελεί η έρευνα που διεξήχθη από το εργαστήριο του Argonne National Institute [Parimal and Doyle (2006)]. Πιο συγκεκριμένα, διερευνήθηκε η δυνατότητα χρήσης ολοκληρωμένου κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο το ψυκτικό υγρό του κινητήρα.

Η προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου γίνεται με την ανάκτηση θερμότητας από τις κυλινδροκεφαλές, όπου κυκλοφορεί το ψυκτικό μέσο. Η ιδιαιτερότητα της διάταξης, που προτάθηκε σε αυτή την περίπτωση, είναι η λειτουργία ενός κυλίνδρου του κινητήρα ως εκτονωτή, καταργώντας έτσι τις μηχανικές απώλειες της σύνδεσης του εκτονωτή με τον κινητήρα. Το μέγιστο όφελος από την εγκατάσταση αυτή είναι η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 12%.

Τέλος, οι Miller, Hendricks και Peterson, [Miller (2009)] παρουσίασαν πρώτοι το 2009 μια διάταξη διπλού κύκλου για την εκμετάλλευση αποβαλλόμενης θερμότητας. Στο συγκεκριμένο μοντέλο γίνεται χρήση θερμοηλεκτρικής γεννήτριας παράλληλα με το σύστημα OKR. Η γεννήτρια λειτουργεί εκμεταλλευόμενη τη θερμότητα των καυσαερίων, ενώ το σύστημα OKR λειτουργεί για την ανάκτηση υψηλού ποσοστού της υπολειπόμενης ενέργειας χαμηλών θερμοκρασιών (Σχήμα 3.2.10). Όπως ήταν αναμενόμενο, με τη συγκεκριμένη διάταξη επιτεύχθηκε βελτίωση του βαθμού απόδοσης κατά 15%. Παρόλα αυτά, το αρκετά υψηλό κόστος της διάταξης αυτής, αποτελεί ανασταλτικό παράγοντα για τη χρήση της σε εμπορικές εφαρμογές στο εγγύς μέλλον.

Εν κατακλείδι, η απόδοση αυτών των πρωτοτύπων που έχουν αναπτυχθεί είναι πολλά υποσχόμενη, και υπάρχουν ενδείξεις πως η χρήση ενός συστήματος OKR με την υπάρχουσα τεχνολογία μπορεί να αποφέρει σημαντικές μειώσεις στην κατανάλωση καυσίμου – της τάξεως 10% – σε όλο το εύρος φορτίου της λειτουργίας του κινητήρα. Φυσικά, για τη συγκεκριμένη τεχνολογία απαιτείται λεπτομερής έρευνα, καθότι εξακολουθούν να υφίστανται διάφορα ζητήματα όπως κόστος, μέγεθος, βάρος, αντοχή και πολυπλοκότητα της εγκατάστασης.



**Σχήμα 3.2.10:** Εγκατάσταση ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων με συνδυασμό θερμοηλεκτρικής γεννήτριας – οργανικού κύκλου Rankine [Miller (2009)].

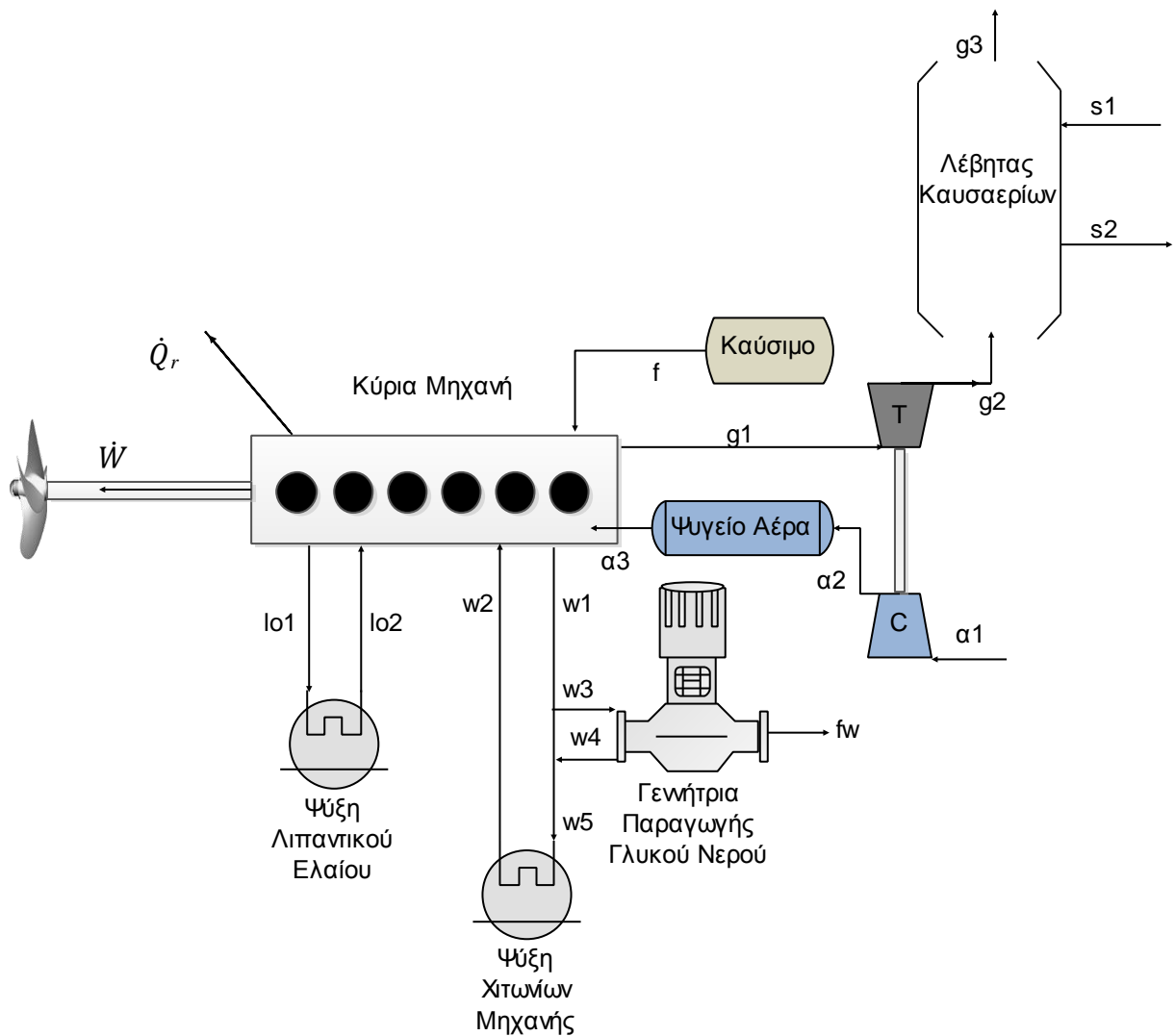
## 4. Επιλογή Συστήματος και Εργαζόμενου Μέσου

### 4.1 Εισαγωγή

Σκοπός της παρούσας μελέτης είναι η βελτίωση της απόδοσης ενός ναυτικού συστήματος πρόωσης. Αυτό θα επιτευχθεί μέσω της εγκατάστασης ενός συστήματος OKR, το οποίο θα λειτουργεί με ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας του κινητήρα (δηλαδή η θερμότητα των καυσαερίων δεν εξετάζεται).

### 4.2 Το Ναυτικό Σύστημα Πρόωσης

Στο Σχήμα 4.2.1 παρουσιάζεται η διάταξη του συστήματος πρόωσης, για την οποία μελετάται το σύστημα OKR.



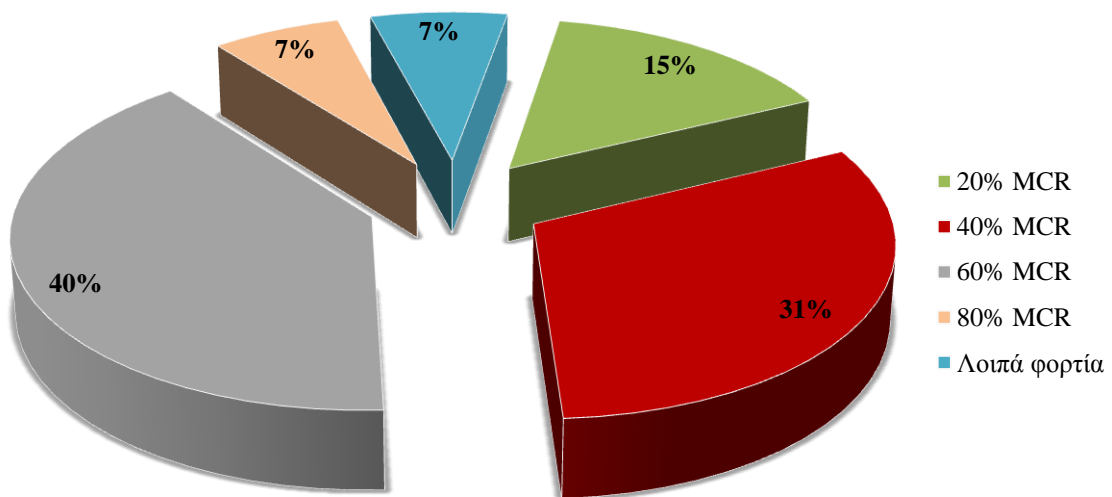
Σχήμα 4.2.1: Το υπό μελέτη ναυτικό σύστημα πρόωσης.

Η κύρια μηχανή είναι ένας αργόστροφος, δίχρονος κινητήρας Ντήζελ (MCR: 72240 kW, 104 RPM) και ο συνολικός ετήσιος χρόνος λειτουργίας της είναι 5000 ώρες. Στον Πίνακα 4.2.1 και το Σχήμα 4.2.2 παρουσιάζεται το αναλυτικό προφίλ λειτουργίας της, ενώ στη συνέχεια παρουσιάζονται τα στοιχεία του θερμικού ισολογισμού, τα οποία αναφέρονται σε συνθήκες ISO.

**Πίνακας 4.2.1:** Λειτουργικό προφίλ κύριας μηχανής.

Ισχύς Κ/Μ. (% MCR) (kW)		Ετήσιες ώρες λειτουργίας (hrs)
20	14.448	757
40	28.896	1562
60	43.344	2007
80	57.792	327
Λοιπά φορτία		347
Σύνολο		5000

Επειδή δεν είναι διαθέσιμα ακριβή δεδομένα σχετικά με τη λειτουργία της κύριας μηχανής σε “Λοιπά φορτία”, όπως παρουσιάζεται στον Πίνακα 4.2.1, θεωρείται πως το σύστημα του οργανικού κύκλου Rankine που θα εγκατασταθεί στο ναυτικό σύστημα πρόωσης λειτουργεί σε όλα τα υπόλοιπα δεδομένα φορτία της κύριας μηχανής (20%/40%/60%/80% επί του ονομαστικού σημείου φόρτισης), με συνολική ετήσια χρονική διάρκεια λειτουργίας 4653 ώρες.



**Σχήμα 4.2.2:** Λειτουργικό προφίλ κύριας μηχανής.

Το ενεργειακό ισοζύγιο γράφεται ως εξής:

$$\dot{m}_f \left[ H_u + c_{pf} (T_f - T_0) \right] + \dot{m}_a c_{pa} (T_{a1} - T_0) = \dot{W} + \dot{Q}_{jw} + \dot{Q}_{lo} + \dot{Q}_{ca} + \dot{Q}_{eg} + \dot{Q}_r \quad (4.2.1)$$



όπου:

- $H_u$  θερμογόνος ικανότητα του καυσίμου  
 $\dot{W}$  ισχύς στον άξονα  
 $\dot{Q}_{jw}$  θερμική ισχύς του κυκλώματος ψύξης των χιτωνίων της Κ/Μ  
 $\dot{Q}_{lo}$  θερμική ισχύς του κυκλώματος ψύξης του λιπαντικού ελαίου της Κ/Μ (lubricating oil cooling)  
 $\dot{Q}_{ca}$  θερμική ισχύς ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης της Κ/Μ (charge air cooling).  
 $\dot{Q}_{eg}$  θερμική ισχύς καυσαερίων  
 $\dot{Q}_r$  άδηλες απώλειες λόγω ακτινοβολίας.

$$\dot{Q}_{jw} = \dot{m}_{w1} (h_{w1} - h_{w2}) \quad (4.2.2)$$

$$\dot{Q}_{lo} = \dot{m}_{lo1} c_{plo} (T_{lo1} - T_{lo2}) \quad (4.2.3)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a c_{pa} (T_{a2} - T_{a3}) \quad (4.2.4)$$

$$\dot{Q}_{eg} = \dot{m}_g c_{pg} (T_{g2} - T_0) \quad (4.2.5)$$

Χρήσιμη θερμική ισχύς του λέβητα καυσαερίων:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_s (h_{s2} - h_{s1}) = \eta_{EGB} \dot{m}_g c_{pg} (T_{g2} - T_{g3}) \quad (4.2.6)$$

Απαραίτητη θερμική ισχύς για τη λειτουργία της γεννήτριας παραγωγής γλυκού νερού:

$$\dot{Q}_{FWG} = \dot{m}_{fw} q_{FWG} = \dot{m}_{w3} (h_{w3} - h_{w4}) \quad (4.2.7)$$

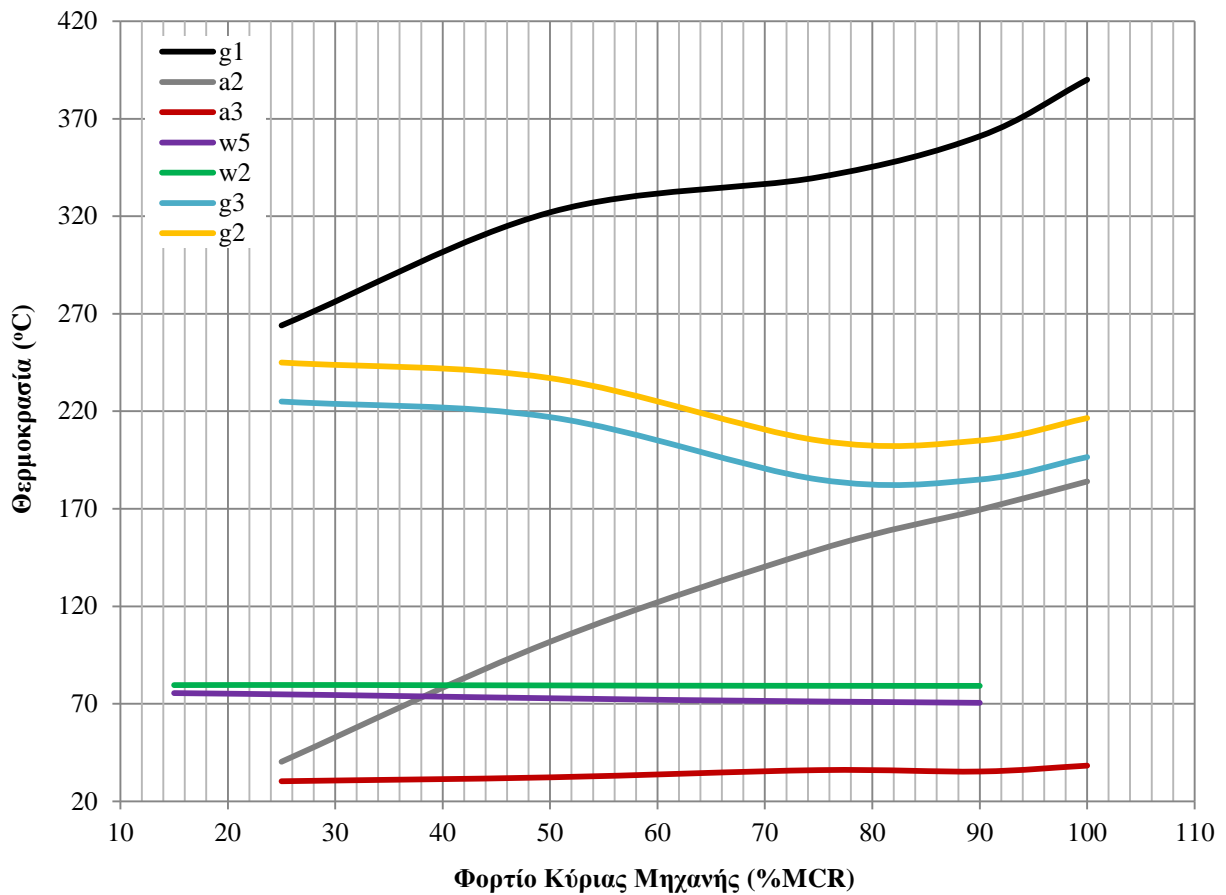
όπου  $q_{FWG}$  η απαραίτητη θερμική ενέργεια ανά μονάδα μάζας παραγωγής γλυκού νερού:

$$q_{FWG} = 2500 \text{ kJ / kg} \quad (4.2.8)$$

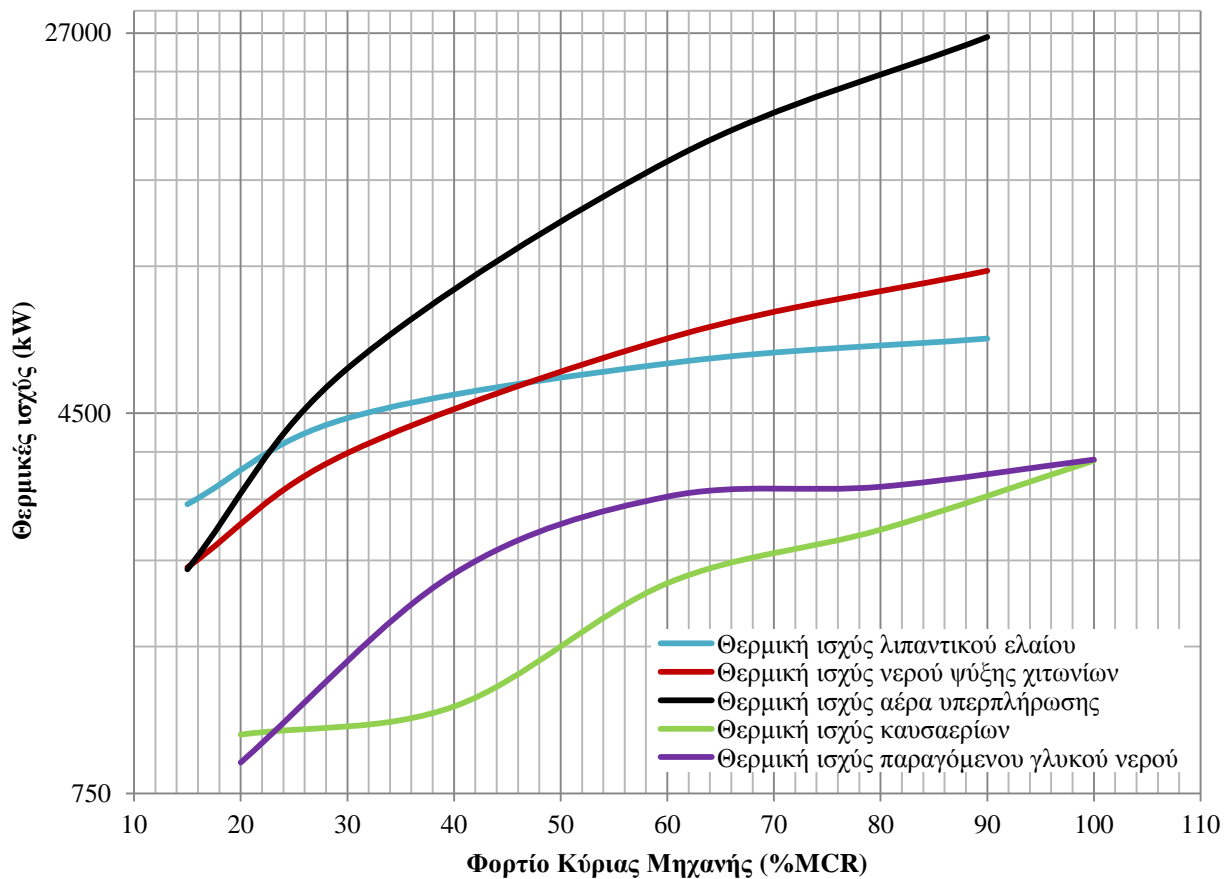
Διαθέσιμη θερμική ισχύς του κυκλώματος ψύξης των χιτωνίων της Κ/Μ:

$$\dot{Q}_{JWC} = \dot{Q}_{jw} - \dot{Q}_{FWG} = \dot{m}_{w1} (h_{w5} - h_{w2}) \quad (4.2.9)$$

Τα δεδομένα του ναυτικού συστήματος πρόωσης, με βάση τα οποία πραγματοποιήθηκε ο θερμικός ισολογισμός, παρουσιάζονται στα Σχήματα 4.2.3 – 4.2.5.



Σχήμα 4.2.3: Θερμοκρασίες του συστήματος πρόωσης.

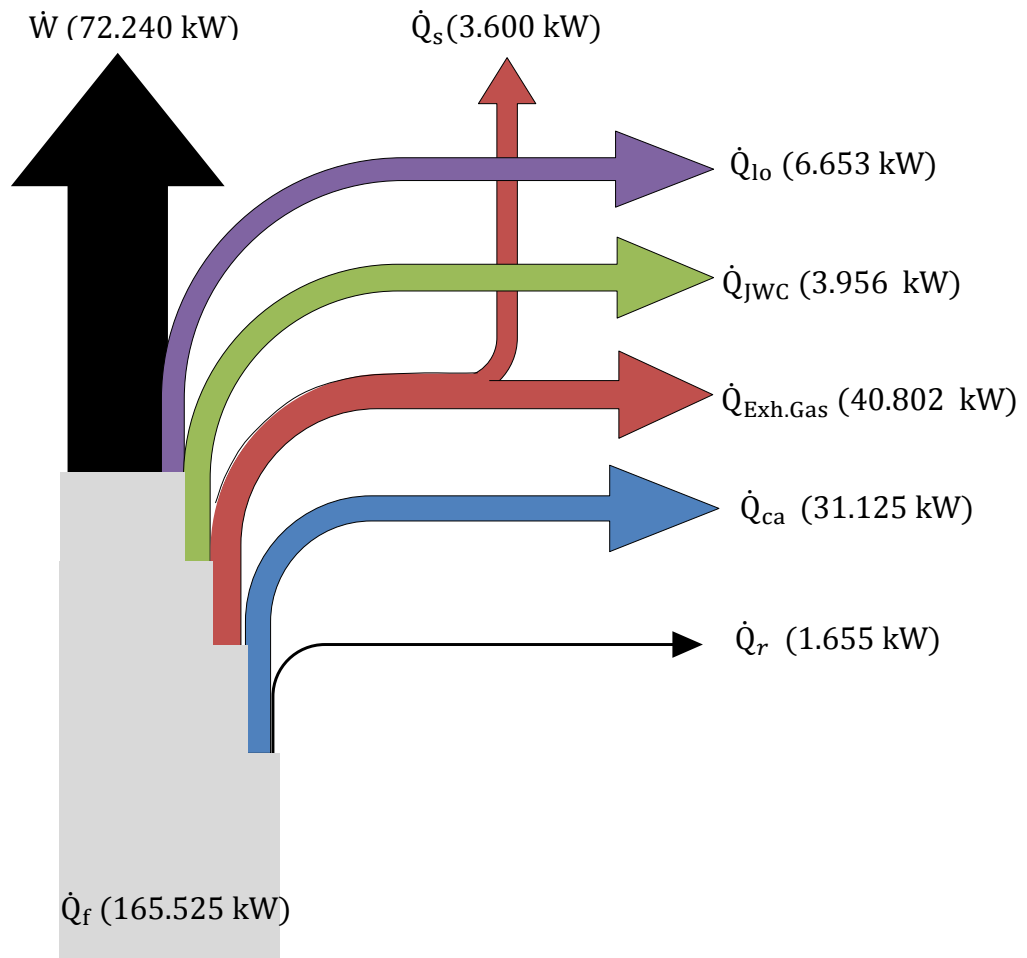


Σχήμα 4.2.4: Θερμικές ισχύες του συστήματος πρόωσης.

Με βάση το μαθηματικό μοντέλο των Εξ. (4.2.1) – (4.2.9) πραγματοποιήθηκε ο θερμικός ισολογισμός του συστήματος, τα αποτελέσματα του οποίου παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.2.2, ενώ στο Σχήμα 4.2.5 παρουσιάζεται το διάγραμμα Sankey της κύριας μηχανής στο ονομαστικό σημείο φόρτισής της (MCR).

**Πίνακας 4.2.2: Στοιχεία Θερμικού Ισολογισμού**  
Φορτίο Κύριας Μηχανής (%MCR)

		100	80	60	40	20
Θερμοκρασία (°C)	a1	25	25	25	25	25
	a2	182,84	156,55	121,78	78,52	50,56
	a3	37,30	35,31	33,39	31,56	29,81
	g1	334,69	320,89	321,96	305,28	242,03
	g2	240,69	215,01	228,52	246,95	238,75
	g3	220,69	195,01	208,52	226,95	218,75
	s1	70	70	70	70	70
	s2	180	180	188,522	206,954	198,754
	w1	80,12	80,25	80,37	80,49	80,62
	w2	65,35	67,70	70,35	72,66	76,36
	w3	80,12	80,25	80,37	80,49	80,62
	w5	74,46	75,27	76,07	77,19	79,26
	lo1	57,58	56,83	55,86	54,95	51,65
	lo2	46	46	46	46	46
	f	131	131	131	131	131
	$\dot{m}_i c_{pi}$ (kg/sec kJ/kgK)	$\dot{m}_a c_{pa}$	197,19	161,83	114,41	73,77
$\dot{m}_f c_{pf}$		7,33	5,61	4,06	2,69	1,41
$\dot{m}_g c_{pg}$		199,49	163,50	115,63	74,60	45,34
$\dot{m}_{lo} c_{plo}$		574,64	574,64	574,64	574,64	574,64
$\dot{m}_w c_{pw}$		639,65	639,65	639,65	639,65	639,65
$\dot{m}_s c_{ps}$		6,07	4,38	3,54	1,85	1,64
$\dot{m}_{fw} c_{pfw}$		6,05	5,33	5,09	3,53	1,45
Θερμική ισχύς (kW)	$\dot{Q}_{jw}$	9.448,87	8.023,83	6.411,42	5.012,65	2.722,04
	$\dot{Q}_{lo}$	66.53,34	6.221,58	5.664,95	5.142,35	3.245,59
	$\dot{Q}_{ca}$	31.125,00	21.288,38	10.982,86	3.916,77	1.139,97
	$\dot{Q}_{eg}$	44.402,33	32.058,10	24.285,84	17.086,54	10.001,10
	$\dot{Q}_r$	1.655,25	1.266,50	916,05	606,61	318,75
	$\dot{Q}_{EGB}$	3.600	2.600	2.020	1.130	990
	$\dot{Q}_{FWG}$	5.491,90	5.219,72	3.444,00	2.124,39	845,04
	$\dot{Q}_{JWC}$	3.956,97	2.804,10	2.967,42	2.888,26	1.877,00
	$\dot{W}$	72.240	57.792	43.344	28.896	14.448
	$\dot{Q}_f$	165.525	126.650	91.605,1	60.660,9	31.875,4



Σχήμα 4.2.5: Διάγραμμα Sankey κόριας μηχανής, ονομαστικό σημείο φόρτισης (MCR).

### 4.3 Επιλογή Κύκλου και Εργαζόμενου Μέσου

#### 4.3.1 Οργανικά ρευστά υπό μελέτη

Δεδομένου ότι έχουν προταθεί περισσότερα από 75 οργανικά ρευστά ως ενδεχόμενα εργαζόμενα μέσα για συστήματα OKR [Bao and Zhao (2013)], εξαντλητική μελέτη όλων θα ήταν μια μη αποδοτική και χρονοβόρα διαδικασία.

Για τον λόγο αυτό, το εργαζόμενο μέσο του υπό μελέτη συστήματος θα επιλεγεί από έναν αρχικό κατάλογο ρευστών, τα οποία παρουσιάζουν κατάλληλα επίπεδα κρίσιμης θερμοκρασίας (όπως θα αναλυθεί περαιτέρω στο Εδάφιο 4.3.2.2), έχουν χρησιμοποιηθεί ή μελετηθεί εκτεταμένως στο παρελθόν, και η χρήση τους σε πλοία συνάδει με τους κανονισμούς (Revised MARPOL Annex VI, Regulation 12 – Ozone Depleting Substances).

Στους Πίνακες 4.3.1 – 4.3.2 και τα Σχήματα 4.3.1 – 4.3.4, παρουσιάζονται τα στοιχεία των αμιγών οργανικών ρευστών που θα εξεταστούν.

**Πίνακας 4.3.1: Θερμοδυναμικά – περιβαλλοντικά στοιχεία των υπό μελέτη ρευστών.**

	Όνομασία		T <sub>crit.</sub> (°C)	P <sub>crit.</sub> (bar)	GWP <sub>100</sub>	ODP
HFCs	1,1,1,2 –Tetrafluoroethane	R-134a	101	40,5	1300	0
	1,1 – Difluoroethane	R-152a	113	45,1	120	0
	1,1,1,2,3,3,3 – Heptafluoropropane	R-227ea	101	29,2	3220	0
	1,1,1,3,3,3 - Hexafluoropropane	R-236fa	124	32	9810	0
	1,1,1,2,3,3 - Hexafluoropropane	R-236ea	139	35,0	1370	0
	1,1,1,3,3 - Pentafluoropropane	R-245fa	154	36,5	1030	0
	1,1,2,2,3 - Pentafluoropropane	R-245ca	174	39,2	693	0
	Octafluorocyclobutane	R-C318	115	27,7	10300	0
	HCs	Isobutane	R-600a	134	36,2	3
Isopentane		R-601a	187	33,7	11	0
Toluene		-	318	41,2	2,7	0
N-pentane		R-601	160	31,9	10	0

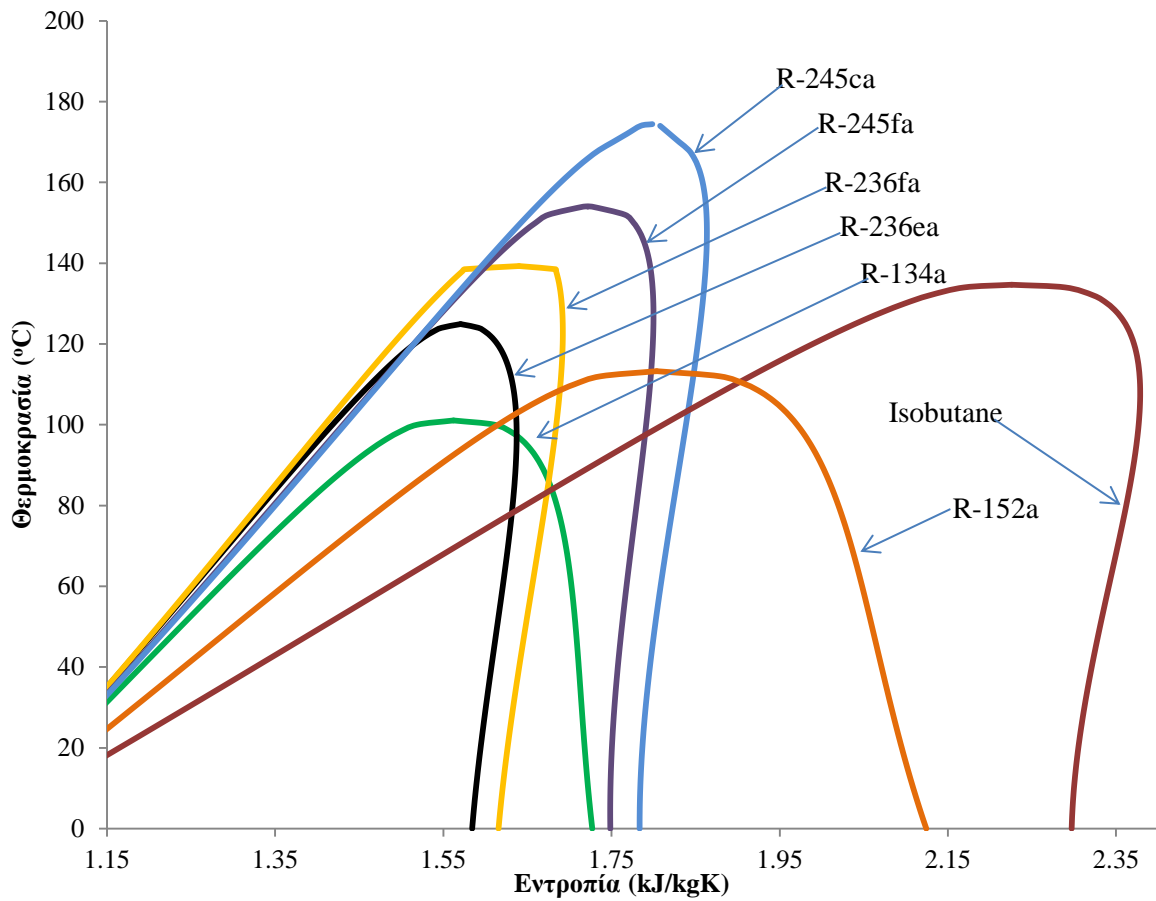
Σημειώνεται πως ο δείκτης GWP<sub>100</sub> (Global Warming Potential) συμβολίζει πόσο ισχυρότερη, για την υπερθέρμανση του πλανήτη, είναι η επίδραση από την εκπομπή ενός γραμμαρίου ενός οργανικού ρευστού, σε σύγκριση με ένα γραμμάριο CO<sub>2</sub> (για το οποίο ορίζεται GWP=1), για χρονική περίοδο 100 ετών, και ο δείκτης ODP (Ozone Depletion Potential) ποσοτικοποιεί την επίδραση των οργανικών ρευστών στην καταστροφή της στρωβάδας του όζοντος.

Τα ζεοτροπικά μείγματα βρίσκονται ακόμη υπό μελέτη και η διαθέσιμη επιστημονική βιβλιογραφία είναι περιορισμένη. Λαμβάνοντας υπ' όψιν τις έως τώρα διαθέσιμες πληροφορίες σχετικά με ζεοτροπικά μείγματα [Chen (2011), Wang and Zhao (2009), Wang (2010), Heberle (2012), Chys (2012), Baik (2012), Garg (2013)] αλλά και τους προαναφερθέντες κανονισμούς (Revised MARPOL Annex VI, Regulation 12 – Ozone Depleting Substances), τα στοιχεία των ζεοτροπικών μειγμάτων που επιλέχθηκαν προς περαιτέρω μελέτη δίνονται στον Πίνακα 4.3.2.

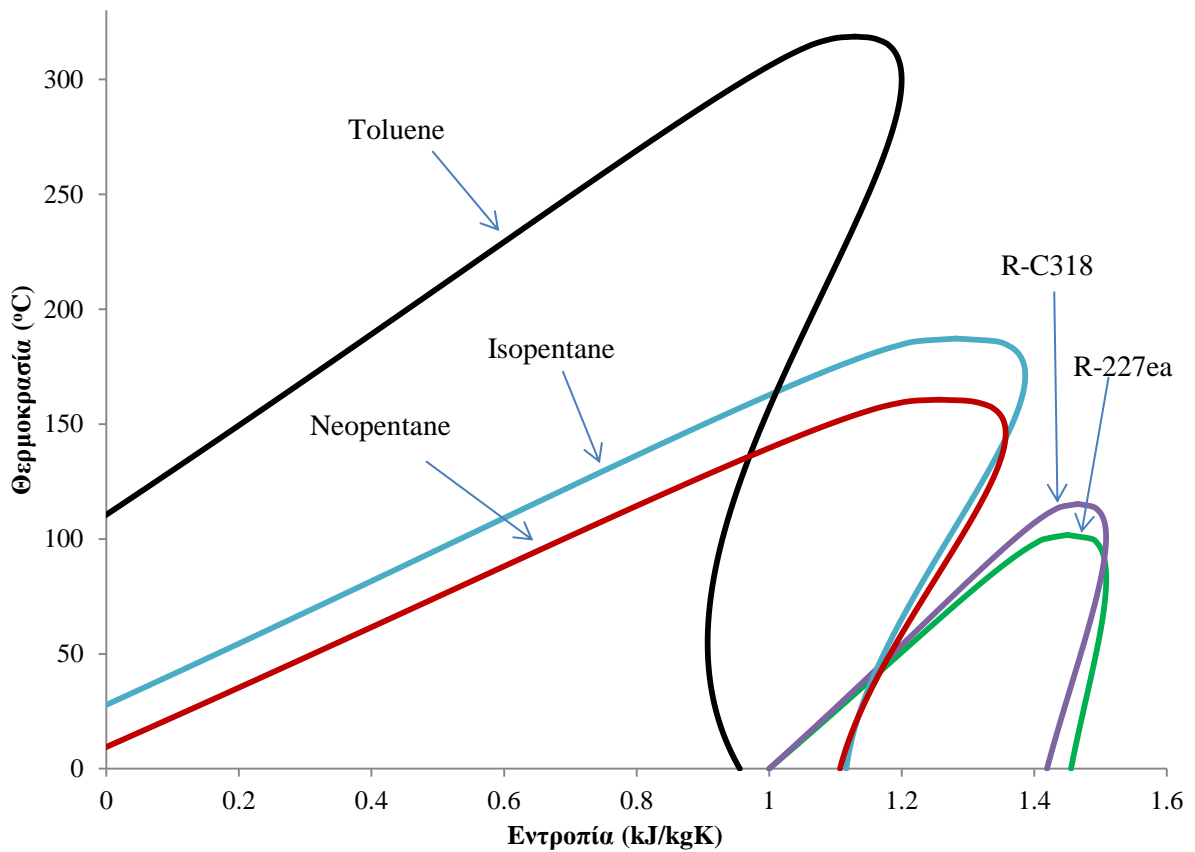
**Πίνακας 4.3.2: Ζεοτροπικά μείγματα υπό μελέτη.**

Συστατικά	T <sub>crit.</sub> (°C)	P <sub>crit.</sub> (bar)
R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)	180	37,6
R-32 (30%) / R-134a (70%)	94	45,8
R-245fa (65%) / R-152a (35%)	139	40,0
R-245fa (45%) / R-152a (55%)	131	41,8
R-245fa (90%) / R-152a (10%)	149	37,6
R-245fa (50%) / Isopentane (50%)	170	41,7
R-245fa (50%) / R-365mfc (50%)	170	36,6
R-245fa (50%) / Pentane (50%)	175	40,4
R-125 (93.9%) / R-245fa (6.1%)	71	36,5

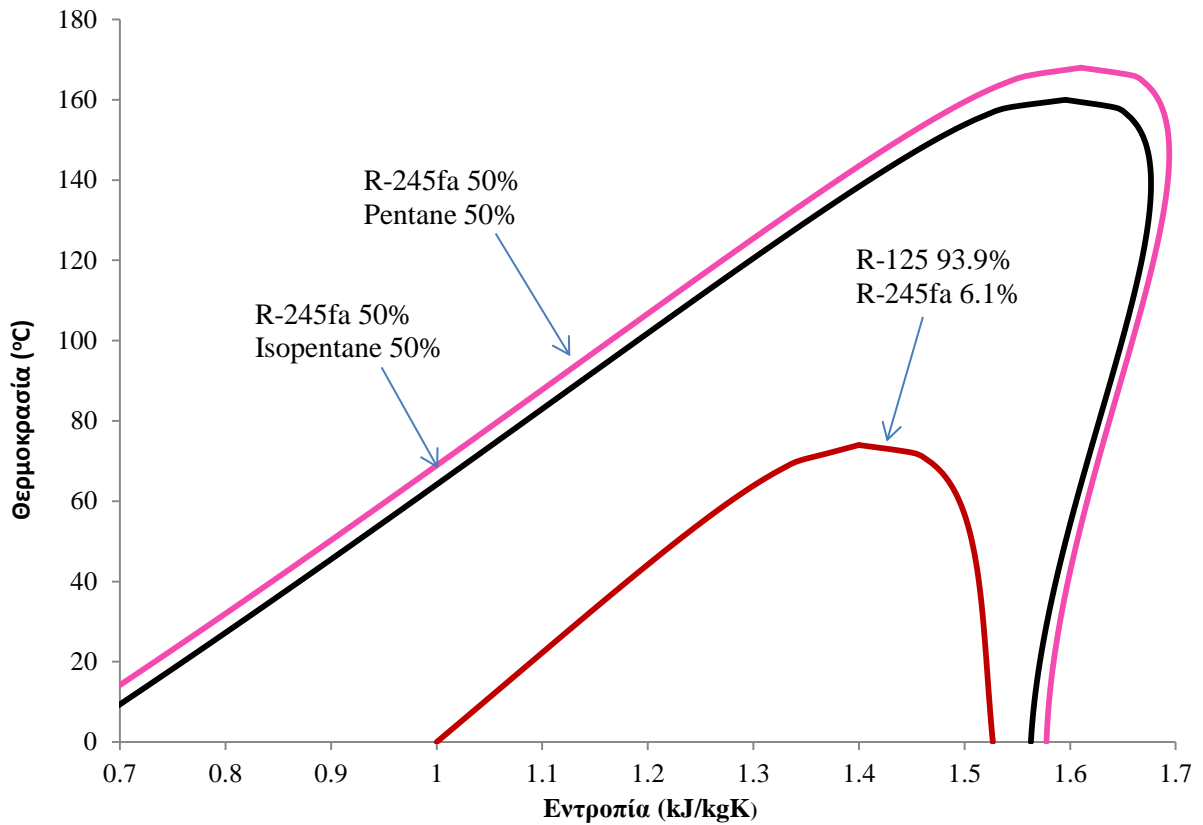
Στα Σχήματα 4.3.1 – 4.3.4 παρουσιάζονται οι καμπύλες θερμοκρασίας – εντροπίας των υπό μελέτη αμιγών οργανικών ρευστών και μειγμάτων.



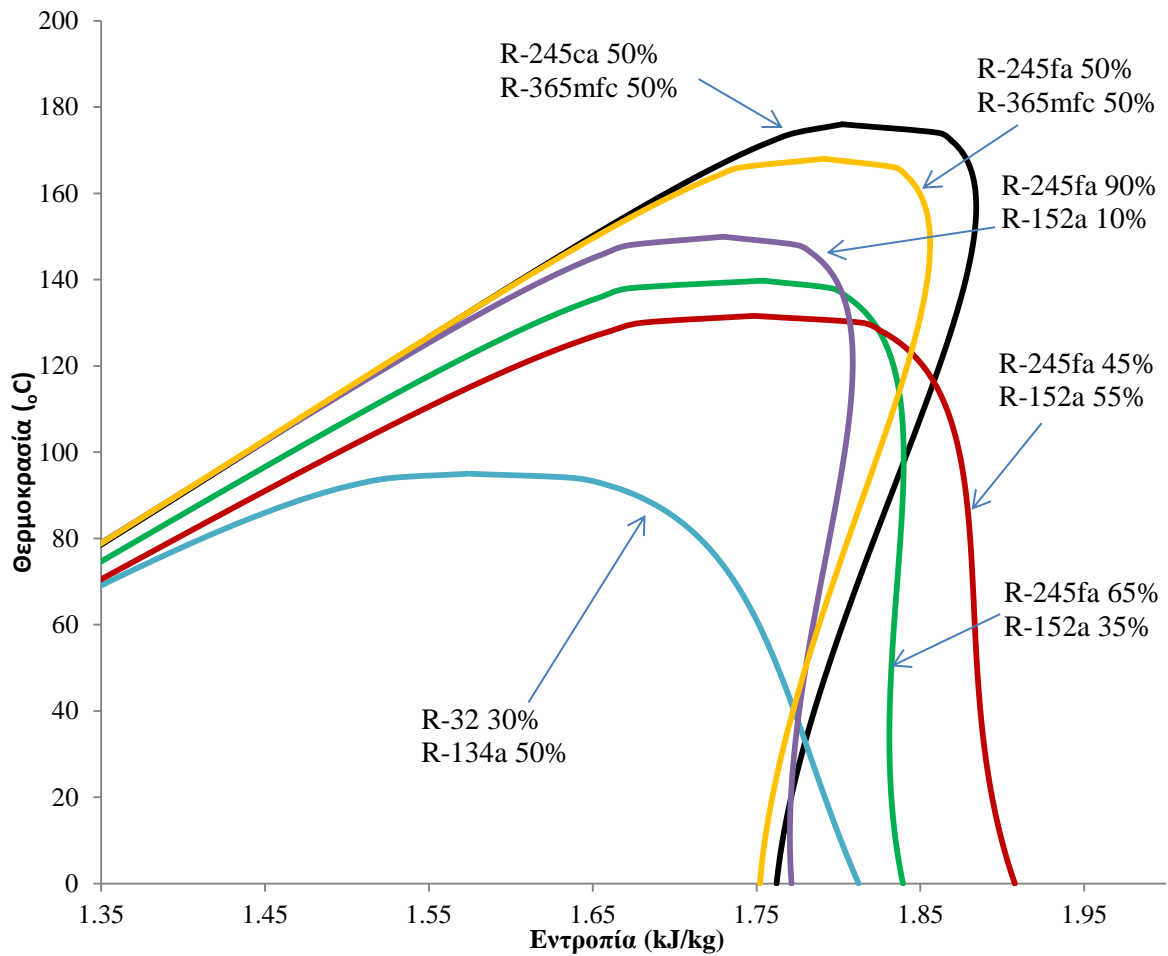
Σχήμα 4.3.1: Καμπύλες  $T-s$  των υπό μελέτη αμιγών οργανικών ρευστών (i).



Σχήμα 4.3.2: Καμπύλες  $T-s$  των υπό μελέτη αμιγών οργανικών ρευστών (ii).



Σχήμα 4.3.3: Καμπύλες T-s των υπό μελέτη ζεοτροπικών μειγμάτων (i).



Σχήμα 4.3.4: Καμπύλες T-s των υπό μελέτη ζεοτροπικών μειγμάτων (ii).

Οι καμπύλες T-s των Σχημάτων 4.3.1 – 4.3.4 χαράχθηκαν με τη χρήση των προγραμμάτων Excel και Refprop 8.0.

### 4.3.2 Συνθήκες λειτουργίας των υπό μελέτη οργανικών κύκλων Rankine

Αρχικά κρίνεται απαραίτητο να καθοριστούν οι συνθήκες λειτουργίας του υπό μελέτη συστήματος.

Το ψυχρό ρευστό στον συμπυκνωτή του κύκλου OKR θεωρείται πως είναι το γλυκό νερό από το κεντρικό κύκλωμα ψύξης, το οποίο βρίσκεται σε θερμοκρασία 36 °C. Σύμφωνα με τη διεθνή επιστημονική βιβλιογραφία (Πίνακας 4.3.3), για τη σωστή λειτουργία του εναλλάκτη (συμπυκνωτή) θα πρέπει η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στα δυο ρευστά να είναι 10°C. Επομένως, θεωρείται πως η θερμοκρασία συμπύκνωσης των κύκλων είναι  $T_1 = 46^\circ\text{C}$  και, κατά συνέπεια, η πίεση συμπύκνωσης του εκάστοτε εξεταζόμενου ρευστού ( $p_1=p_4=p_{\min}$ ) αντιστοιχεί στην πίεση κορεσμού στην ίδια θερμοκρασία.

**Πίνακας 4.3.3:** Σημείο σύγκλισης εξατμιστή – συμπυκνωτή.

Θερμό ρευστό εξατμιστή	$\Delta T_{pp}$ (°C)	Ψυχρό ρευστό συμπυκνωτή	$\Delta T_{pp}$ (°C)	Πηγή
Θερμός αέρας	10	Νερό	10	Lakew and Bolland (2010)
Θερμό νερό	15	Νερό	15	Pedro et al. (2008)
Καυσαέρια Μ.Ε.Κ	8	Νερό	10	Dai et al. (2009)
Νερό / Υδρατμός	10	Αέρας	6	Sun and Li (2011)
Θερμό νερό	5	Νερό	5	Heberle and Bruggemann (2010)
Καυσαέρια Μ.Ε.Κ	10	Νερό	10	Chen et al. (2006)

Στον Πίνακα 4.3.4 παρουσιάζονται οι τιμές των βαθμών απόδοσης στροβίλου και τροφοδοτικής αντλίας που χρησιμοποιήθηκαν για την εξαγωγή των αποτελεσμάτων.

**Πίνακας 4.3.4:** Βαθμοί απόδοσης τροφοδοτικής αντλίας – στροβίλου.

	Μηχανικός βαθμός απόδοσης	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	Πηγή
Τροφοδοτική αντλία	$\eta_{mP} = 0,65$	$\eta_P = 0,65$	Saleh (2007), Chys (2012), Lai (2012)
Στρόβιλος	$\eta_{mT} = 0,9$	$\eta_T = 0,85$	Saleh (2007), Dai (2009), Lai (2011)

Τέλος, σημειώνεται πως η απόδοση των προαναφερθέντων κύκλων θα εξεταστεί για τις εξής τιμές μέγιστης πίεσης και θερμοκρασίας:

$$p_{\text{condenser}} < p_{\text{max}} \leq 20 \text{ bar}$$

$$T_{\text{evaporation}} < T_{\text{max}} \leq 180^\circ\text{C}$$

Το όριο των 20 bar επιλέχθηκε έτσι ώστε να περιορισθούν τα απαραίτητα μέτρα ασφαλείας εντός του πλοίου, αλλά και τη μείωση του κόστους των υλικών [Lee (1993)].



Ενδεικτικά, στον Πίνακα 4.3.5 παρουσιάζονται τα συνήθη όρια μέγιστης και ελάχιστης πίεσης των συστημάτων OKR, σύμφωνα με τη διεθνή βιβλιογραφία.

**Πίνακας 4.3.5:** Όρια ελάχιστης - μέγιστης πίεσης οργανικών κύκλων Rankine.

$p_{\max}$ (bar)	$p_{\min}$ (bar)	Πηγή
25	-	Maizza and Maiiza (1996)
20	0,5	Drescher and Brüggemann (2007)
20	-	Saleh (2007)
25	1	Tchanche (2009)
20	1	Drescher and Brüggemann (2007)
20	-	Bonafin (2010)

Τα όρια της μέγιστης θερμοκρασίας προέκυψαν με γνώμονα τις θερμοκρασίες των διαθέσιμων θερμικών πηγών εντός του πλοίου. Σύμφωνα με τον Πίνακα 4.2.2, η υψηλότερη θερμοκρασία εμφανίζεται στον αέρα υπερπλήρωσης της κύριας μηχανής (Σημείο  $a_2$  Σχήματος 4.2.1), και η χαμηλότερη εμφανίζεται στο κύκλωμα ψύξης του λιπαντικού ελαίου (Σημείο  $1o_2$  Σχήματος 4.2.1).

Τα συστήματα των διαφόρων OKR θα ανακτούν θερμότητα από τον αέρα υπερπλήρωσης και το κύκλωμα ψύξης των χιτωνίων της κύριας μηχανής, ενώ ανάκτηση θερμότητας από το κύκλωμα ψύξης του λιπαντικού ελαίου είναι μερικώς δυνατή.

Πιο συγκεκριμένα, έχει θεωρηθεί πως η θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου από τον συμπυκνωτή του OKR είναι  $46^{\circ}\text{C}$ , ενώ η θερμοκρασία εξόδου του λιπαντικού ελαίου από το ανάλογο κύκλωμα ψύξης (σημείο  $1o_2$  του Σχήματος 4.2.1) ανέρχεται επίσης στους  $46^{\circ}\text{C}$ , σύμφωνα με τις προδιαγραφές της κύριας μηχανής. Συνεπώς, η θέρμανση του λιπαντικού ελαίου εξ ολοκλήρου από το εργαζόμενο μέσο του OKR είναι αδύνατη, καθότι προκύπτει μηδενική διαφορά θερμοκρασίας στον αντίστοιχο εναλλάκτη θερμότητας.

Λαμβάνοντας υπ' όψιν πως το εκάστοτε εργαζόμενο μέσο εξέρχεται από την τροφοδοτική αντλία έχοντας θερμοκρασία σύμφωνα με τον Πίνακα 4.3.6, καταλήγουμε στο συμπέρασμα πως ψύξη του λιπαντικού ελαίου θα γίνεται ως ένα βαθμό μέσω του εργαζόμενου μέσου του OKR, ενώ στη συνέχεια το λιπαντικό έλαιο θα εισέρχεται στο ήδη υπάρχον κύκλωμα ψύξης, προκειμένου η θερμοκρασία του να μειωθεί στα επιτρεπτά επίπεδα.

**Πίνακας 4.3.6:** Θερμοκρασία εξόδου των υπό μελέτη ρευστών από την τροφοδοτική αντλία.

Εργαζόμενο Μέσο	p (bar)	h (kJ/kg)	T ( $^{\circ}\text{C}$ )
R-134a	2	266,576	47,25
R-152a	2	284,466	46,88
R-227ea	2	255,661	46,97
R-236fa	2	259,862	47,29
R-236ea	2	259,514	47,28
R-245fa	2	262,806	47,23
R-245ca	2	263,224	47,22
R-C318	2	252,648	47,14
R-600a	2	315,704	47,36

R-601a	2	47,257	47,42
Toluene	0,41263	-121,057	47,43
R-601	2	-63,8316	47,52
R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)	2	264,488	47,20
R-32 (30%) / R-134a (70%)	2	269,938	46,41
R-245fa (65%) / R-152a (35%)	2	267,112	47,15
R-245fa (45%) / R-152a (55%)	2	270,676	47,11
R-245fa (90%) / R-152a (10%)	2	263,840	47,20
R-245fa (50%) / Isopentane (50%)	2	197,897	47,36
R-245fa (50%) / R-365mfc (50%)	2	264,256	47,24
R-245fa (50%) / Pentane (50%)	2	188,954	47,33
R-125 (93.9%) / R-245fa (6.1%)	2	262,770	47,81

Σημειώνεται πως οι θερμοκρασίες που αναγράφονται στον Πίνακα 4.3.6, προέκυψαν από την Εξ. (4.3.2).

$$T_{\text{ex.p.}} = T(h_{\text{ex.p.}}, p_{\text{ex.p.}}) \quad (4.3.2)$$

όπου:

$h_{\text{ex.p.}}$  σύμφωνα με την Εξ. (1.2.7)

$p_{\text{ex.p.}} = P_{\text{max}}$

$T_{1,p1}$  σύμφωνα με την ανάλυση του παρόντος εδαφίου.

### 4.3.3 Θεωρία του σημείου σύγκλισης

Η θεωρία του σημείου σύγκλισης μπορεί να βοηθήσει ιδιαίτερα κατά τα πρώτα στάδια σχεδιασμού ενός συστήματος OKR. Συνήθως εφαρμόζεται με σκοπό τον προσδιορισμό των παραμέτρων λειτουργίας των εναλλακτών θερμότητας, αλλά μπορεί να χρησιμοποιηθεί με σκοπό τη βέλτιστη προσαρμογή του εργαζόμενου μέσου του συστήματος στις διαθέσιμες πηγές θερμότητας. Επιπλέον, καθιστά δυνατή την αρχική εκτίμηση των άνω ορίων της ισχύος του κύκλου, και της συνολικής απόδοσης της εγκατάστασης [Ryms (2013)].

Οι παραδοχές που γίνονται για την εφαρμογή της Θεωρίας του Σημείου Σύγκλισης είναι οι εξής [Bejan (1996)]:

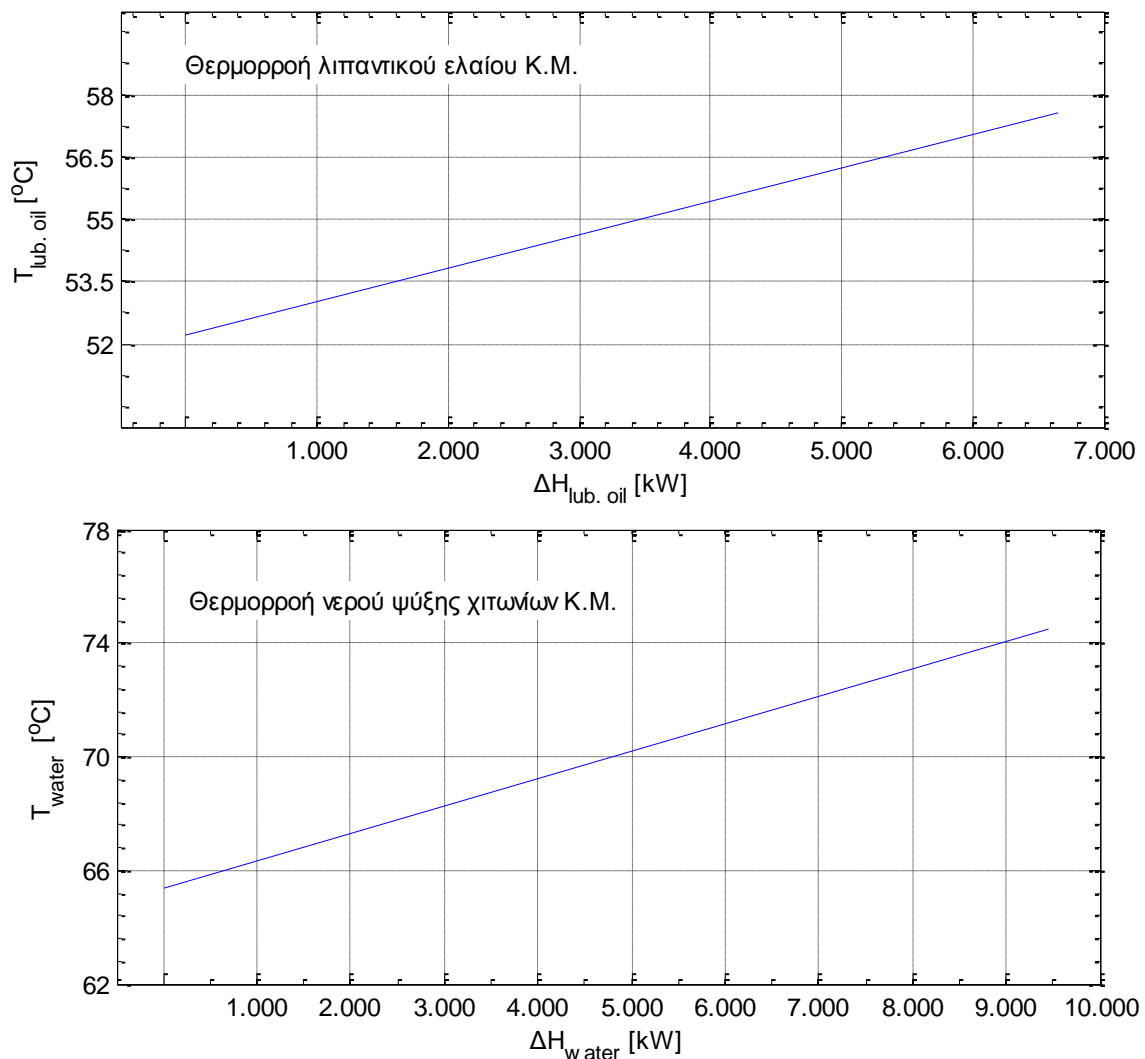
- Η συναλλαγή θερμότητας γίνεται αποκλειστικά σε εναλλάκτες αντιρροής.
- Απώλεια θερμότητας στους εναλλάκτες αμελητέα.
- Σταθερή ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση ( $c_p$ ).
- Απώλειες πίεσης στους εναλλάκτες αμελητέες.

Όπως αναφέρθηκε και στο Εδάφιο 4.3.2 οι διαθέσιμες θερμικές πηγές είναι το λιπαντικό έλαιο, το νερό ψύξης χιτωνίων, και ο αέρας υπερπλήρωσης της κύριας μηχανής. Τα θερμοκρασιακά επίπεδα και η διαθέσιμη προς εκμετάλλευση θερμική ισχύς, στο ονομαστικό σημείο φόρτισης της κύριας μηχανής, αναγράφονται στον Πίνακα 4.3.7.

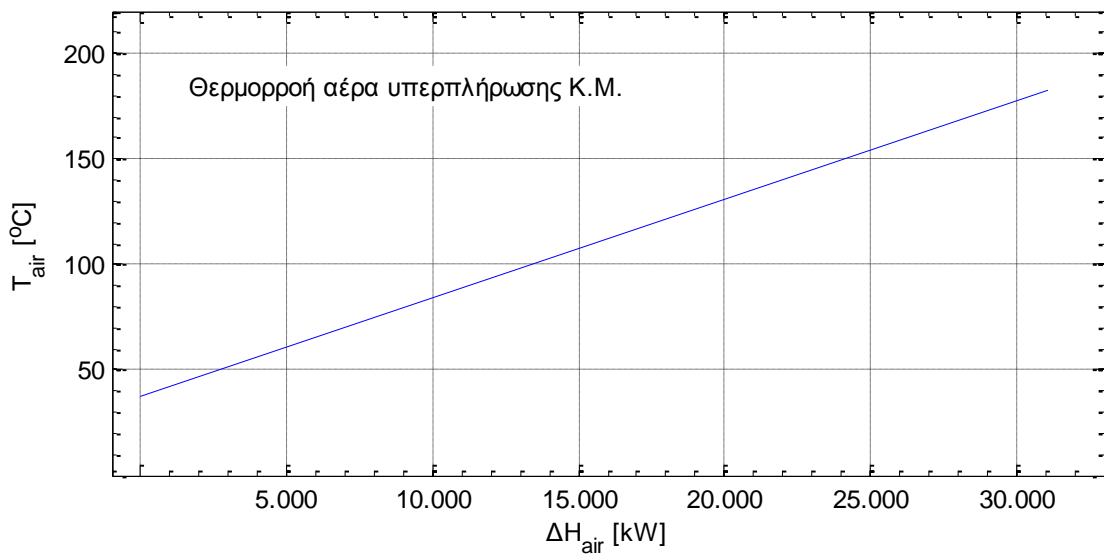
**Πίνακας 4.3.7:** Διαθέσιμες θερμικές πηγές.

Θερμική Πηγή	Αρχική θερμοκρασία (°C)	Τελική θερμοκρασία (°C)	$\dot{m} c_p$
Λιπαντικό έλαιο	57	46	574,64
Νερό ψύξης χιτωνίων	74	65	639,65
Αέρας υπερπλήρωσης	183	37	197,19

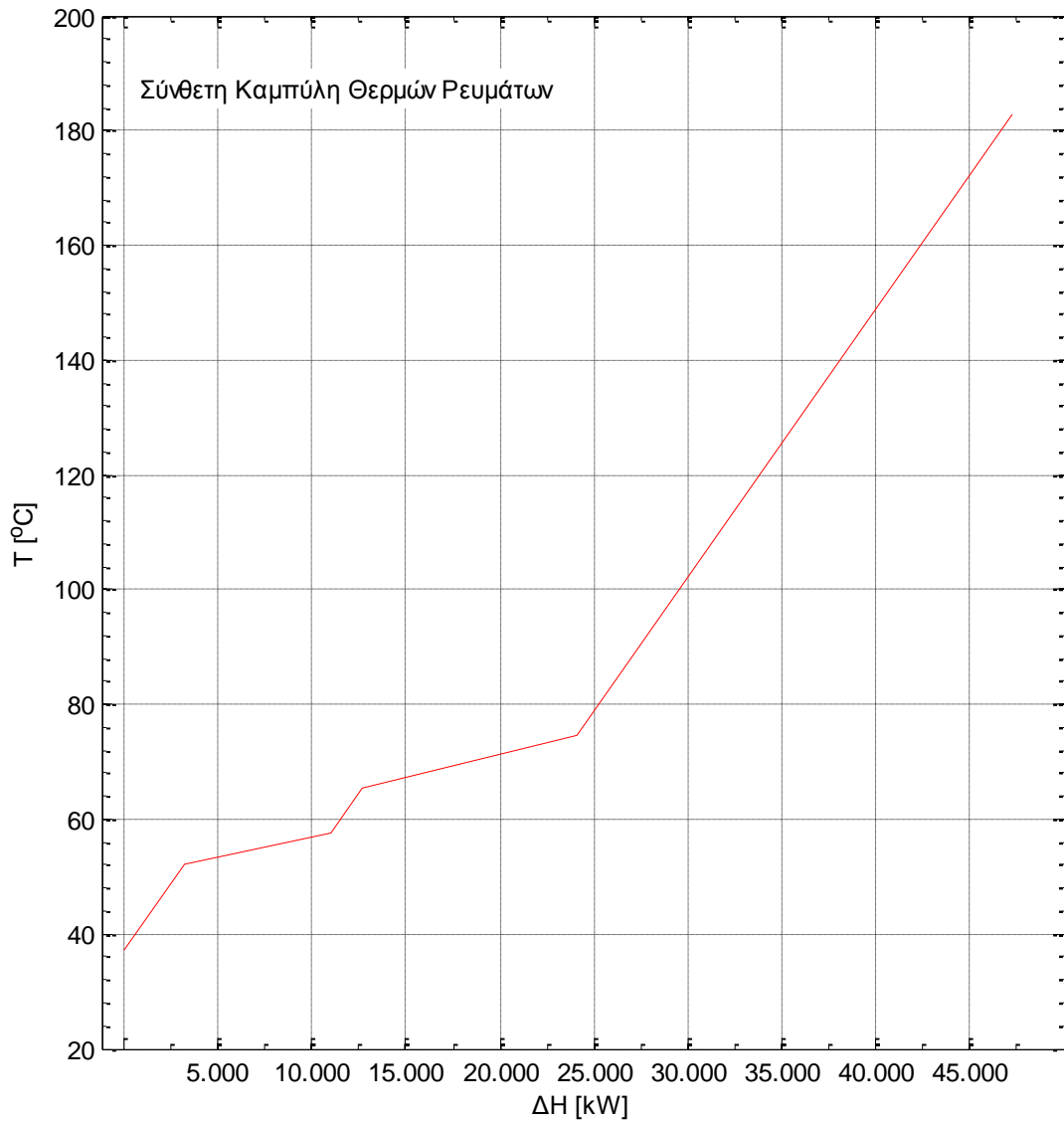
Με βάση τον Πίνακα 4.3.7 κατασκευάζονται οι καμπύλες  $T - \Delta\dot{H}$  για την κάθε θερμική πηγή. Η σύνθεση των τριών θερμοροών δίνει τη σύνθετη καμπύλη θερμών ρευμάτων. Πιο συγκεκριμένα, από τον Πίνακα 4.3.7, παρατηρείται πως το υψηλότερο θερμοκρασιακό επίπεδο των διαθέσιμων πηγών θερμότητας είναι  $74 - 183^\circ\text{C}$ , στο οποίο υπάρχει μονάχα ο αέρας υπερπλήρωσης της κύριας μηχανής. Συνεπώς, στο συγκεκριμένο θερμοκρασιακό διάστημα, η διαθέσιμη θερμική ροή είναι  $\Delta\dot{H} = \dot{m}_a c_{pa} \Delta T = 23175 \text{ kW}$ . Ομοίως, στο διάστημα  $74 - 65^\circ\text{C}$ , εκτός από τον αέρα υπερπλήρωσης, άλλη διαθέσιμη θερμική πηγή είναι το νερό ψύξης χιτωνίων της κύριας μηχανής, άρα  $\Delta\dot{H} = (\dot{m}_a c_{pa} + \dot{m}_w c_{pw}) \Delta T = 7640.35 \text{ kW}$ . Επαναλαμβάνοντας τη συγκεκριμένη διαδικασία για όλα τα θερμοκρασιακά επίπεδα (Σχήματα 4.3.5 – 4.3.6) προκύπτει η σύνθετη καμπύλη θερμών ρευμάτων (Hot Composite Curve) του Σχήματος 4.3.7.



**Σχήμα 4.3.5:** Διαγράμματα  $T - \Delta\dot{H}$  των διαθέσιμων θερμικών πηγών.



Σχήμα 4.3.6: Διαγράμματα  $T - \Delta \dot{H}$  των διαθέσιμων θερμικών πηγών.

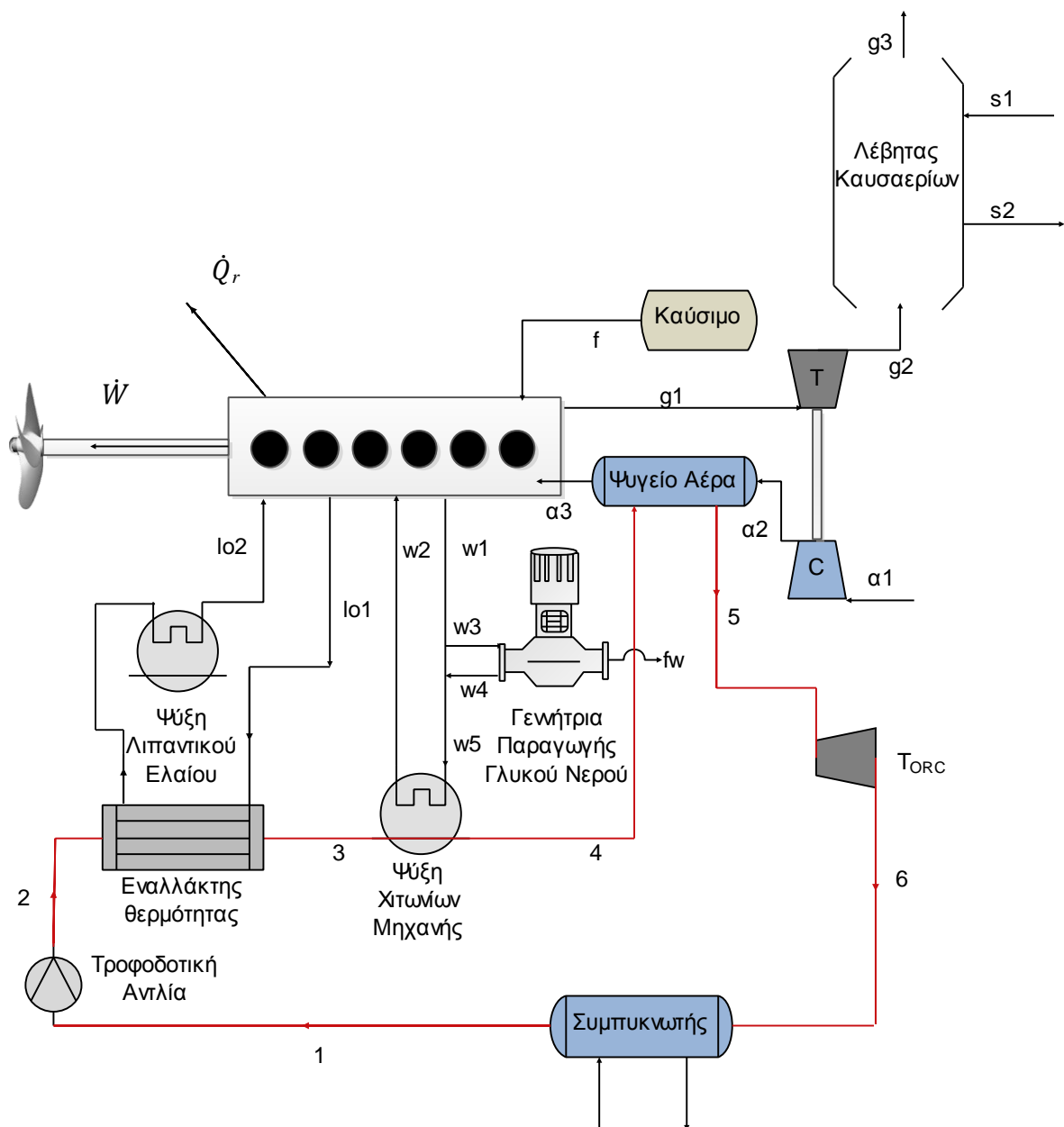


Σχήμα 4.3.7: Σύνθετη καμπύλη θερμών ρευμάτων.

Έχοντας χαράξει την σύνθετη καμπύλη θερμοροών, μπορεί να βρεθεί γραφικά η μέγιστη δυνατή παροχή μάζας του εκάστοτε εργαζόμενου μέσου και, μέσω ισολογισμών ενέργειας στους εναλλάκτες θερμότητας, τα χαρακτηριστικά του κύκλου.

#### 4.3.4 Απλός κύκλος Rankine

Στο Σχήμα 4.3.8 παρουσιάζεται το ναυτικό σύστημα πρόωσης σε συνδυασμό με τον απλό κύκλο Rankine. Σημειώνεται πως οι εναλλάκτες θερμότητας, οι οποίοι είναι ήδη εγκατεστημένοι για τις ψυκτικές ανάγκες της κυρίας μηχανής, διατηρούνται για λόγους ασφάλειας, έτσι ώστε η μηχανή να μπορεί να λειτουργεί ανεξάρτητα από τη λειτουργία του συστήματος OKR, άλλα δεν απεικονίζονται στα ακόλουθα σχήματα για λόγους ευκρίνειας.



Σχήμα 4.3.8: Σύστημα πρόωσης & απλός OKR.

Όπως αναφέρθηκε στο Εδάφιο 4.3.2, ανάκτηση θερμότητας από το κύκλωμα ψύξης του λιπαντικού ελαίου είναι μερικώς δυνατή. Για το λόγο αυτό θεωρείται πως στον εναλλάκτη θερμότητας λιπαντικού ελαίου – εργαζόμενου μέσου η θερμοκρασία εξόδου του ελαίου είναι κατά 5°C μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία εισαγωγής του στην κύρια μηχανή (σημείο 1o2 του Σχήματος 4.3.8), έτσι ώστε να είναι συμβατά τα θερμοκρασιακά επίπεδα των δύο ρευστών στον εναλλάκτη. Συνεπώς, ο ενεργειακός ισολογισμός στον εναλλάκτη έχει ως εξής (h<sub>2</sub> σύμφωνα με τον Πίνακα 4.3.6.):

$$\dot{m}_{\text{ORC}} (h_3 - h_2) = \dot{m}_{\text{lo}} c_{\text{plo}} [T_{\text{1o1}} - (T_{\text{1o2}} + 5)] \Leftrightarrow \quad (4.3.3)$$

$$h_3 = h_2 + \frac{\dot{m}_{\text{lo}}}{\dot{m}_{\text{ORC}}} c_{\text{plo}} [T_{\text{1o1}} - (T_{\text{1o2}} + 5)]$$

Στους εναλλάκτες θερμότητας νερού ψύξης χιτωνίων και αέρα υπερπλήρωσης της κύριας μηχανής, οι ενεργειακοί ισολογισμοί έχουν ως εξής:

$$\dot{m}_{\text{ORC}} (h_4 - h_3) = \dot{m}_{\text{w}} c_{\text{pw}} (T_{\text{w5}} - T_{\text{w2}}) \Leftrightarrow \quad (4.3.4)$$

$$h_4 = h_3 + \frac{\dot{m}_{\text{w}}}{\dot{m}_{\text{ORC}}} c_{\text{pw}} (T_{\text{w5}} - T_{\text{w2}})$$

$$\dot{m}_{\text{ORC}} (h_5 - h_4) = \dot{m}_{\alpha} c_{\text{p}\alpha} (T_{\alpha 2} - T_{\alpha 3}) \Leftrightarrow \quad (4.3.5)$$

$$h_5 = h_4 + \frac{\dot{m}_{\alpha}}{\dot{m}_{\text{ORC}}} c_{\text{p}\alpha} (T_{\alpha 2} - T_{\alpha 3})$$

Μέσω των Εξ. (4.3.3) – (4.3.5) μπορεί να κατασκευαστεί η καμπύλη T – ΔΗ του ψυχρού ρευστού των εναλλακτών θερμότητας, δηλαδή του εργαζόμενου μέσου του κύκλου. Για διαφορετικές παροχές μάζας, η καμπύλη T – ΔΗ του εργαζόμενου μέσου μετατοπίζεται παράλληλα στον οριζόντιο άξονα του διαγράμματος, μέχρι να επιτευχθεί η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά (σημείο σύγκλισης) μεταξύ των καμπυλών T – ΔΗ του εργαζόμενου μέσου, και της σύνθετης καμπύλης θερμών ρευμάτων του Σχήματος 4.3.7.

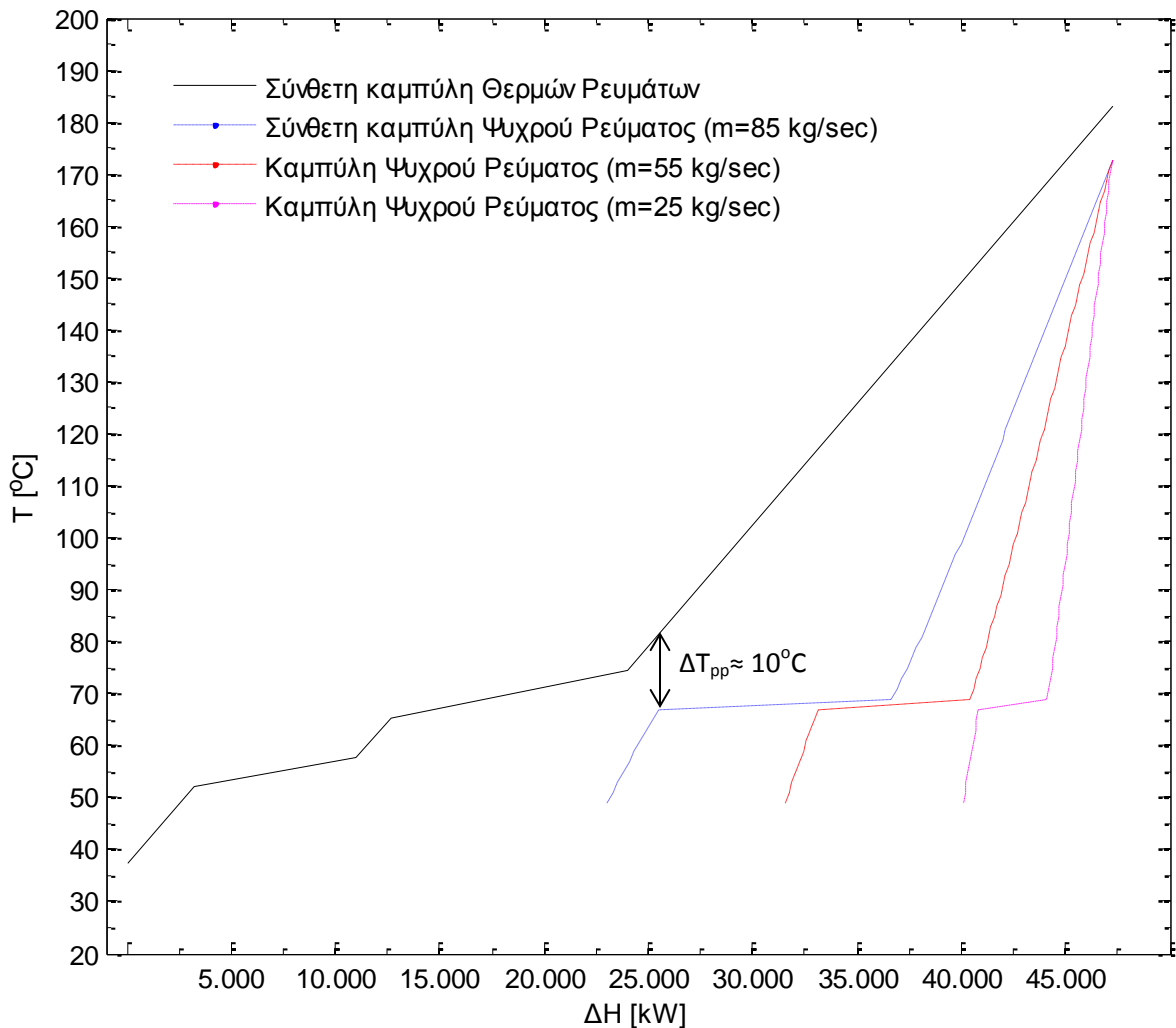
Στο Σχήμα 4.3.9 παρουσιάζεται η διαδικασία αυτή για ένα από τα υπό μελέτη οργανικά ρευστά.

Εκτελώντας τη συγκεκριμένη διαδικασία για όλα τα ρευστά των Πινάκων 4.3.1 – 4.3.2, σε συνδυασμό με τις Εξ. (1.2.8) – (1.2.11) που δίνουν την ισχύ και τους βαθμούς απόδοσης του απλού κύκλου Rankine, έγινε μια αρχική εκτίμηση των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών του κύκλου. Στους Πίνακες 4.3.8 – 4.3.9 παρουσιάζονται αναλυτικά τα αποτελέσματα που προέκυψαν μέσω του λογισμικού Matlab.

Σημειώνεται πως ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης (ζ<sub>R</sub>) που παρουσιάζεται στον Πίνακα 4.3.8 δίνεται από την Εξ. (4.3.6) (αριθμός σημείων σύμφωνα με το Σχήμα 4.3.7):

$$\zeta_{\text{R}} = \frac{\Delta \varepsilon_{\text{out}}}{\Delta \varepsilon_{\text{in}}} = \frac{h_5 - h_6 - T_0 (s_5 - s_6) - [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)]}{h_5 - h_2 - T_0 (s_5 - s_2)} \quad (4.3.6)$$

όπου T<sub>0</sub> η θερμοκρασία περιβάλλοντος σε συνθήκες ISO (25°C).



**Σχήμα 4.3.9:** Καμπύλες θερμού – ψυχρού ρεύματος για διαφορετικές παροχές μάζας.

Από τον Πίνακα 4.3.9 παρατηρείται πως δεν υπάρχει ένα ρευστό που να ικανοποιεί όλα τα κριτήρια. Παραδείγματος χάρη, το ζεοτροπικό μείγμα R-32 (30%) / R-134a (70%) παρουσιάζει τον υψηλότερο βαθμό εκμετάλλευσης θερμότητας (76.6%) και μάλιστα με σημαντική διαφορά από τα υπόλοιπα εξεταζόμενα ρευστά. Πιο συγκεκριμένα, παρατηρείται διαφορά της τάξεως του 32% σε σχέση με το δεύτερο καλύτερο ρευστό (R-134a) από άποψη εκμετάλλευσης θερμότητας. Παρ' όλα αυτά, ο θερμικός βαθμός απόδοσης του συγκεκριμένου μείγματος είναι ο ελάχιστος από όλα τα εξεταζόμενα ρευστά (1.5%) καθιστώντας το ακατάλληλο για το υπό μελέτη σύστημα.

Παρόμοια παραδείγματα αποτελούν και τα ρευστά R-236ea και R-236fa των οποίων ο συνολικός βαθμός απόδοσης ανέρχεται σε 4.2%, αλλά παρουσιάζουν παράλληλα και ειδικές ισχύεις 21.8 kJ/kg και 26.1 kJ/kg αντίστοιχα, τιμές χαμηλότερες από τον μέσο όρο του συνόλου των ρευστών που εξετάστηκαν. Για εγκαταστάσεις στις οποίες πρέπει να ληφθεί υπ' όψιν και ο συνολικός όγκος του συστήματος, αυτό αποτελεί σημαντικό μειονέκτημα.

Συνεπώς, τα ρευστά τα οποία ξεχωρίζουν από το σύνολο είναι αυτά τα οποία απέδωσαν ικανοποιητικές τιμές για όλα τα κριτήρια του Πίνακα 4.3.9. Τα ρευστά αυτά παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.3.10.

**Πίνακας 4.3.8:** Αποτελέσματα Θεωρίας Σημείου Σύγκλισης για τον απλό κύκλο.

Εργαζόμενο Μέσο	$\dot{m}_R$ (kg/sec)	$\dot{W}_R$ (kW)	$\dot{W}_R/\dot{m}_R$ (kJ/kg)	$\dot{Q}_{in}$ (kW)	$\eta_R$ (%)	$\zeta_R$ (%)
R-134a	85	1.078	12,7	24.439	4,4	31,6
R-152a	59	1.434	11,8	24.300	5,9	40,7
R-227ea	113	1.457	12,9	24.306	6,0	36,6
R-236fa	90	1.961	21,8	22.184	8,8	50,4
R-236ea	77	2.006	26,1	19.809	10,1	55,5
R-245fa	62	2.156	34,8	18.141	11,9	62,5
R-245ca	45	1.829	40,6	13.643	13,4	65,0
R-C318	115	1.754	15,2	23.330	7,5	43,0
R-600a	55	1.852	33,7	20.351	9,1	51,5
R-601a	90	1.961	21,8	22.184	8,8	63,9
Toluene	50	1.670	33,4	13.070	12,8	31,6
R-601	52	1.853	37,3	14.898	12,7	47,2
R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)	44	1.802	41,0	13.261	13,6	66,5
R-32 (30%) / R-134a (70%)	118	527	4,5	36.158	1,5	17,3
R-245fa (65%) / R-152a (35%)	65	1.790	27,5	20.516	8,7	49,9
R-245fa (45%) / R-152a (55%)	60	1.553	25,9	20.095	7,7	46,7
R-245fa (90%) / R-152a (10%)	65	2.059	31,7	19.379	10,6	57,0
R-245fa (50%) / Isopentane (50%)	76	1.678	26,1	15.709	10,9	61,1
R-245fa (50%) / R-365mfc (50%)	50	1.857	37,1	14.836	12,5	62,8
R-245fa (50%) / Pentane (50%)	110	1.503	15,0	16.520	9,1	62,9
R-125 (93.9%) / R- 245fa (6.1%)	68	1.560	31,2	14.014	11,1	34,5

**Πίνακας 4.3.9:** Αποδοτικότερα εργαζόμενα μέσα απλού κύκλου Rankine.

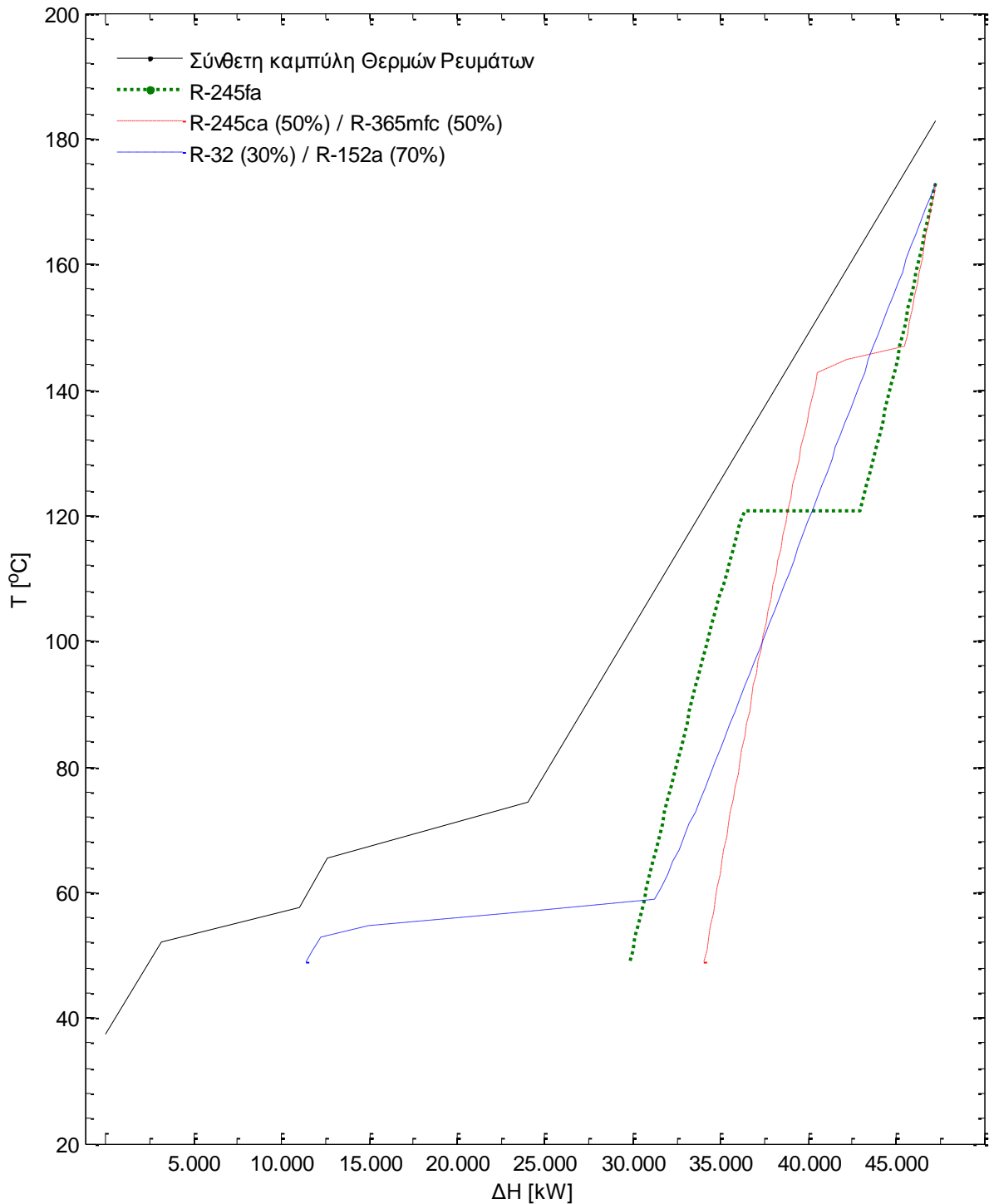
Κριτήριο	Εργαζόμενο Μέσο
Ισχύς ( $\dot{W}$ )	R-245fa
Ειδική Ισχύς ( $\dot{W}/\dot{m}$ )	R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)
Θερμικός βαθμός απόδοσης ( $\eta_R$ )	R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης ( $\zeta_R$ )	R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)
Βαθμός εκμετάλλευσης θερμότητας ( $\eta_{Q,R}$ )	R-32 (30%) / R-134a (70%)
Βαθμός απόδοσης συστήματος ( $\eta_{tot,R}$ )	R-245fa



**Πίνακας 4.3.10:** Βέλτιστα εργαζόμενα μέσα απλού κύκλου Rankine.

Εργαζόμενο Μέσο	$\dot{W}_R$ (kW)	$\dot{W}_R/\dot{m}_R$ (kJ/kg)	$\eta_{Q,R}$ (%)	$\eta_R$ (%)	$\eta_{totR}$ (%)	$\zeta_R$ (%)
R-245fa	2.087	34,8	37,2	11,9	4,4	62,5
R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)	1.802	41,0	28,1	13,6	3,8	66,5

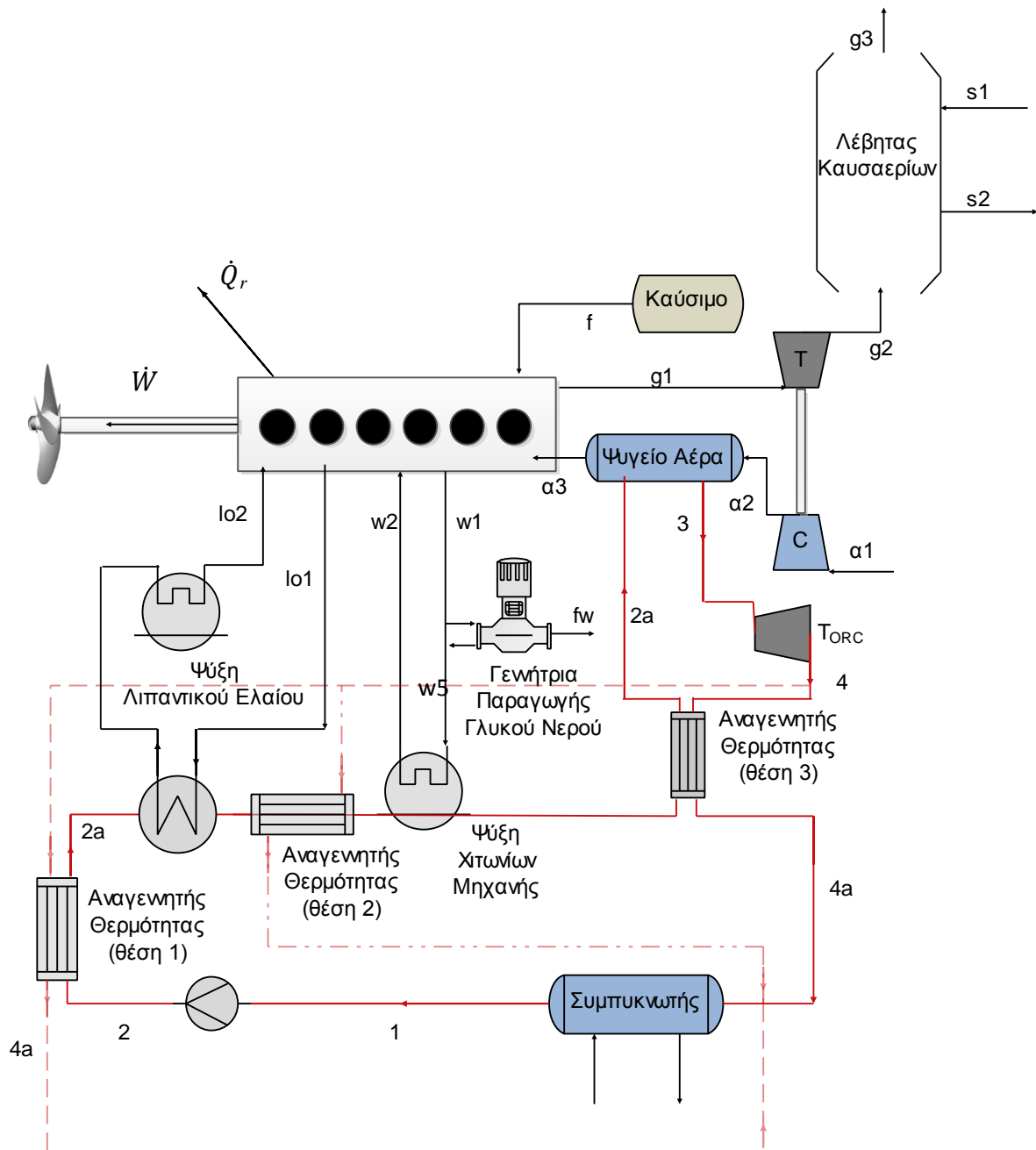
Στο Σχήμα 4.3.10 παρουσιάζονται οι καμπύλες  $T - \Delta H$  των ρευστών του Πίνακα 4.3.10 μαζί με την σύνθετη καμπύλη θερμών ρευμάτων.



**Σχήμα 4.3.10:** Καμπύλες  $T - \Delta H$  των ρευστών του Πίνακα 4.3.10.

### 4.3.5 Κύκλος Rankine με αναγεννητική προθέρμανση

Στο Σχήμα 4.3.11 παρουσιάζεται το σύστημα πρόωσης σε συνδυασμό με τον αναγεννητικό κύκλο Rankine (θερμοκρασίες σύμφωνα με τον Πίνακα 4.2.2).



Σχήμα 4.3.11: Σύστημα πρόωσης & αναγεννητικός OKR.

Ο βαθμός εκμετάλλευσης του αναγεννητή θερμότητας ( $\epsilon$ ) θεωρήθηκε ίσος με 0.65. Στον Πίνακα 4.3.11 αναφέρονται ενδεικτικές τιμές αυτού στη διεθνή βιβλιογραφία.

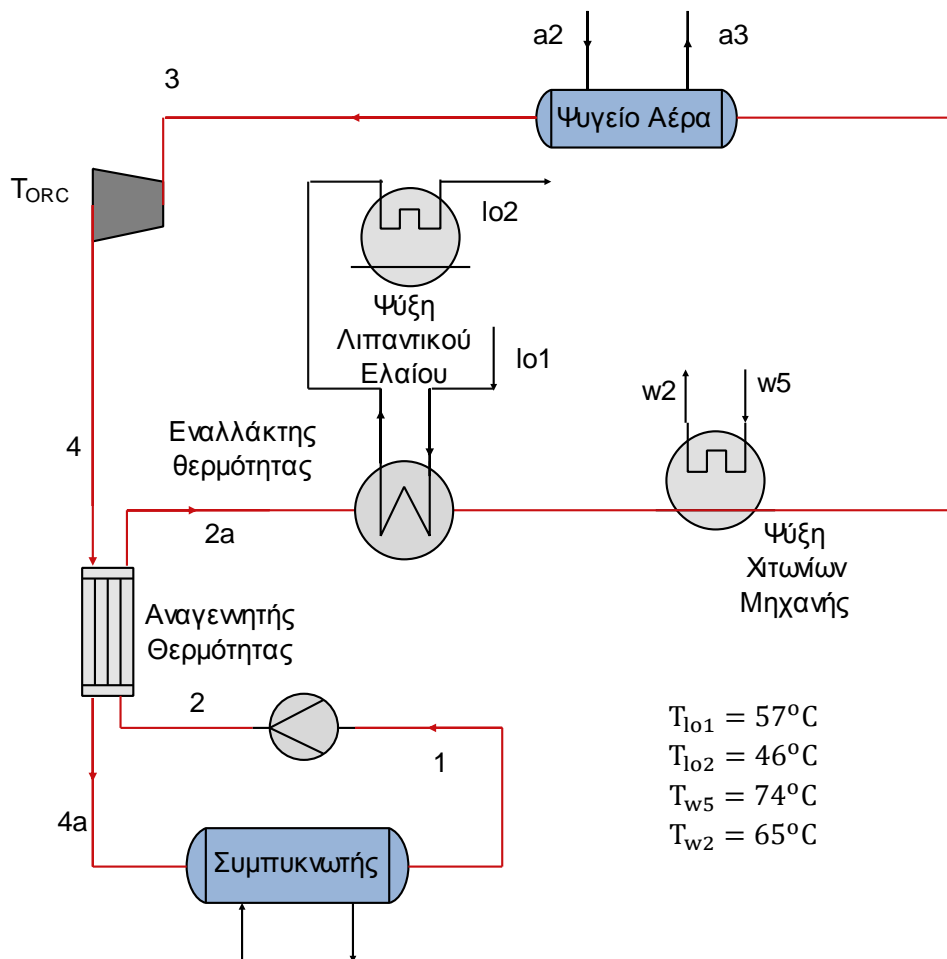
Όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.3.11, σχετικά με τη θέση του αναγεννητή θερμότητας υπάρχουν τρεις διαθέσιμες επιλογές. Αναλυτικότερα: Μετά την τροφοδοτική αντλία (Θέση 1) (Σχήμα 4.3.12). Μεταξύ των εναλλακτών θερμότητας λιπαντικού ελαίου – εργαζόμενου μέσου και νερού ψύξης χιτωνίων κύριας μηχανής – εργαζόμενου μέσου (Θέση 2) (Σχήμα 4.3.13). Μεταξύ του κυκλώματος ψύξης των χιτωνίων και του ψυγείου του αέρα υπερπλήρωσης της κύριας μηχανής (Θέση 3) (Σχήμα 4.3.14).

**Πίνακας 4.3.11: Βαθμός εκμετάλλευσης αναγεννητή θερμότητας.**

$\epsilon$	Πηγή
0,8	Bonafin (2010)
0,65	Li (2013)
0,6	Saleh (2007)
0,6	Vaja and Gambarotta (2010)
0,75	Miller (2009)
0,65	Angelino (1999)
0,6 – 0,8	Χαραλαμπίδης (2007)

Οι πρώτες δυο περιπτώσεις αποκλείστηκαν, καθότι η τοποθέτηση του αναγεννητή θερμότητας στις συγκεκριμένες θέσεις καθιστούσε αδύνατη την εκμετάλλευση θερμότητας από τους διάφορους εναλλάκτες θερμότητας που θα διερχόταν το εργαζόμενο μέσο μετά την έξοδό του από τον αναγεννητή.

Πιο συγκεκριμένα, αν θεωρηθεί πως ο αναγεννητής θερμότητας είναι τοποθετημένος μετά την τροφοδοτική αντλία (Σχήμα 4.3.12). Στην περίπτωση αυτή, λαμβάνοντας υπ' όψιν τις θερμοκρασίες των υπό μελέτη εργαζόμενων μέσων κατά την έξοδό τους από την τροφοδοτική αντλία (άρα κατά την είσοδό τους στον αναγεννητή θερμότητας) σύμφωνα με τον Πίνακα 4.3.6 και τις Εξ. (4.3.3) – (4.3.5), προκύπτει η θερμοκρασία εξόδου (Σημείο 2α Σχήματος 4.3.12) του εκάστοτε εργαζόμενου μέσου από τον αναγεννητή θερμότητας, όπως παρουσιάζεται στον Πίνακα 4.3.12.



**Σχήμα 4.3.12: Αναγεννητικός κύκλος Rankine – Αναγεννητής θερμότητας, θέση 1.**

**Πίνακας 4.3.12:** Θερμοκρασίες εισόδου - εξόδου των υπό μελέτη ρευστών από τον αναγεννητή θερμότητας (Σχήμα 4.3.12).

Εργαζόμενο Μέσο	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>2α</sub> (°C)
R-134a	47,25	67,48
R-152a	46,88	72,65
R-227ea	46,97	83,41
R-236fa	47,29	92,87
R-236ea	47,28	92,18
R-245fa	47,23	86,97
R-245ca	47,23	84,14
R-C318	47,15	98,14
R-600a	47,36	96,73
R-601a	47,43	86,42
Toluene	47,43	71,93
R-601	47,52	85,57
R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)	47,20	67,42
R-32 (30%) / R-134a (70%)	46,41	55,98
R-245fa (65%) / R-152a (35%)	47,15	81,01
R-245fa (45%) / R-152a (55%)	47,11	81,72
R-245fa (90%) / R-152a (10%)	47,20	77,88
R-245fa (50%) / Isopentane (50%)	47,36	76,92
R-245fa (50%) / R-365mfc (50%)	47,24	73,33
R-245fa (50%) / Pentane (50%)	47,33	76,92
R-125 (93.9%) / R-245fa (6.1%)	47,81	67,48

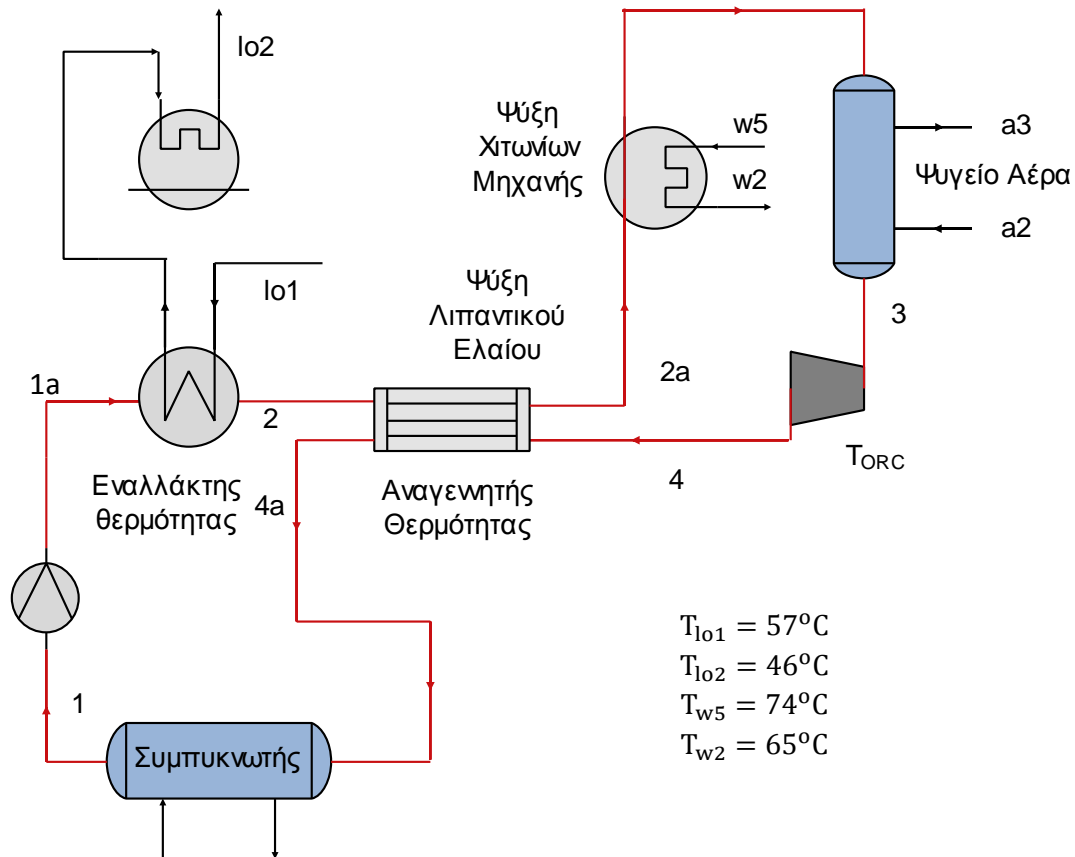
Από τα θερμοκρασιακά επίπεδα που προκύπτουν από τον Πίνακα 4.3.8 σχετικά με τη θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου, καταλήγουμε στο συμπέρασμα πως η τοποθέτηση του αναγεννητή θερμότητας σύμφωνα με το Σχήμα 4.3.12 συνεπάγεται αδυναμία ανάκτησης θερμότητας από το λιπαντικό έλαιο και το νερό ψύξης των χιτωνίων της κύριας μηχανής, καθώς η θερμοκρασία εξόδου από τον αναγεννητή (ανεξαρτήτως εργαζόμενου μέσου) είναι μεγαλύτερη από τις θερμοκρασίες των διαθέσιμων θερμικών πηγών που ακολουθούν (σημεία 1o<sub>1</sub>, 1o<sub>2</sub>, w<sub>2</sub>, w<sub>5</sub> Σχήματος 4.3.12).

Ας θεωρηθεί πως ο αναγεννητής θερμότητας βρίσκεται μεταξύ των εναλλακτών θερμότητας λιπαντικού ελαίου – εργαζόμενου μέσου και νερού ψύξης χιτωνίων κύριας μηχανής – εργαζόμενου μέσου (Σχήμα 4.3.13).

Στην περίπτωση αυτή είναι απαραίτητη η εύρεση της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου κατά την έξοδό του από τον πρώτο εναλλάκτη θερμότητας (Σημείο 2 Σχήματος 4.3.13).

Προκειμένου να είναι αποδοτική η συγκεκριμένη θέση του αναγεννητή θερμότητας θα πρέπει η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου κατά την είσοδό του στο κύκλωμα ψύξης των χιτωνίων της κύριας μηχανής (σημείο 2α Σχήματος 4.3.13) να βρίσκεται στα κατάλληλα θερμοκρασιακά επίπεδα, έτσι ώστε να είναι δυνατή η ανάκτηση θερμότητας και από αυτό το κύκλωμα. Συνεπώς, σύμφωνα με το Σχήμα 4.3.13, πρέπει σε κάθε περίπτωση να ικανοποιείται η Εξ. (4.3.7):

$$T_{2\alpha} < T_{w5} - \Delta T_{pp} \quad (4.3.7)$$



**Σχήμα 4.3.13:** Αναγεννητικός κύκλος Rankine – Αναγεννητής θερμοτήτας, θέση 2.

Εάν θεωρηθεί πως η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά στον εναλλάκτη θερμοτήτας εργαζόμενου μέσου – νερού ψύξης χιτωνίων ανέρχεται σε  $5^{\circ}\text{C}$  (σύμφωνα με το Εδάφιο 4.3.2), από την Εξ. (4.3.7) καταλήγουμε πως πρέπει  $T_{2a} < 69.53^{\circ}\text{C}$ .

Αναφορικά με τα Σχήματα 4.3.11 – 4.3.13 προκύπτουν οι Εξ. (4.3.8) – (4.3.9) για τον αναγεννητή θερμοτήτας:

Βαθμός εκμετάλλευσης αναγεννητή:

$$\varepsilon = \frac{T_{2a} - T_2}{T_4 - T_2} \Leftrightarrow T_{2a} = T_2 - \varepsilon(T_4 - T_2) \quad (4.3.8)$$

Ισολογισμός ενέργειας:

$$h_4 + h_2 = h_{4a} + h_{2a} \Leftrightarrow h_{4a} = h_4 + h_2 - h_{2a} \quad (4.3.9)$$

όπου:

$h_4$  σύμφωνα με την Εξ. (1.2.5)

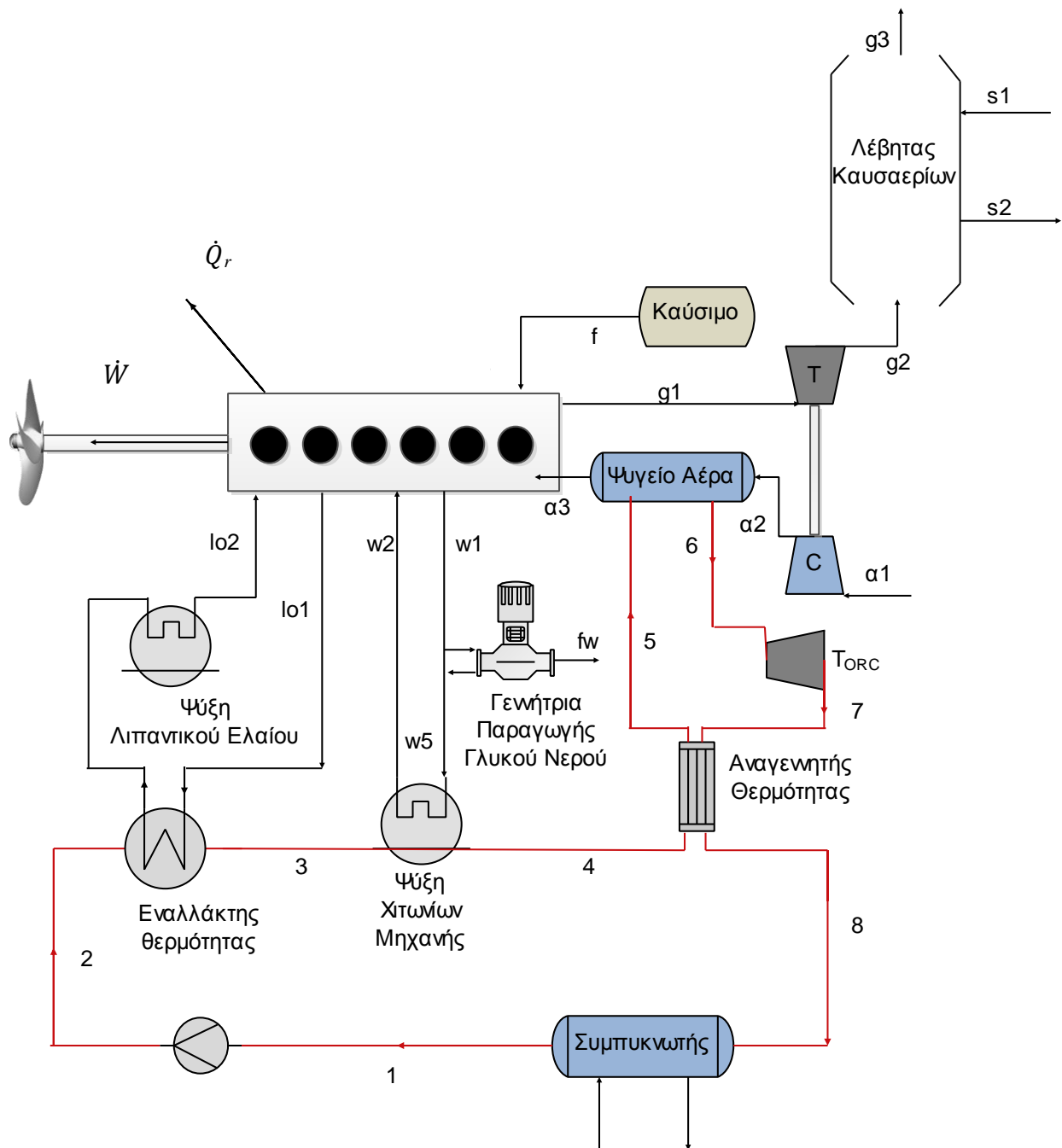
$$h_2 = h_{1a} + \frac{\dot{m}_{1o}}{\dot{m}_R} c_{p1o} (T_{1o1} - (T_{1o2} + 5))$$

$$T_4 = T(h_4, p_{\min})$$

$$h_{4a} = h(T_{4a}, p_{\min})$$

Εξετάζοντας το σύστημα του Σχήματος 4.3.13 για όλα τα ρευστά των Πινάκων 4.3.1 – 4.3.2 και τιμές παροχής μάζας όπως προέκυψαν από τη θεωρία σημείου σύγκλισης, προέκυψε πως η τοποθέτηση του αναγεννητή θερμότητας στη συγκεκριμένη θέση είναι αποδοτική μονάχα εάν το εργαζόμενο μέσο του κύκλου είναι το ζεοτροπικό μείγμα R-32 30% / R-134a 70%, για το οποίο προέκυψε  $T_{2a} = 56,14^{\circ}\text{C}$ .

Συνεπώς, ο αναγεννητής θερμότητας θα τοποθετηθεί στη θέση 3 του Σχήματος 4.3.11, και η αντίστοιχη διάταξη του αναγεννητικού κύκλου Rankine μαζί με το σύστημα πρόωσης παρουσιάζονται στο Σχήμα 4.3.14.



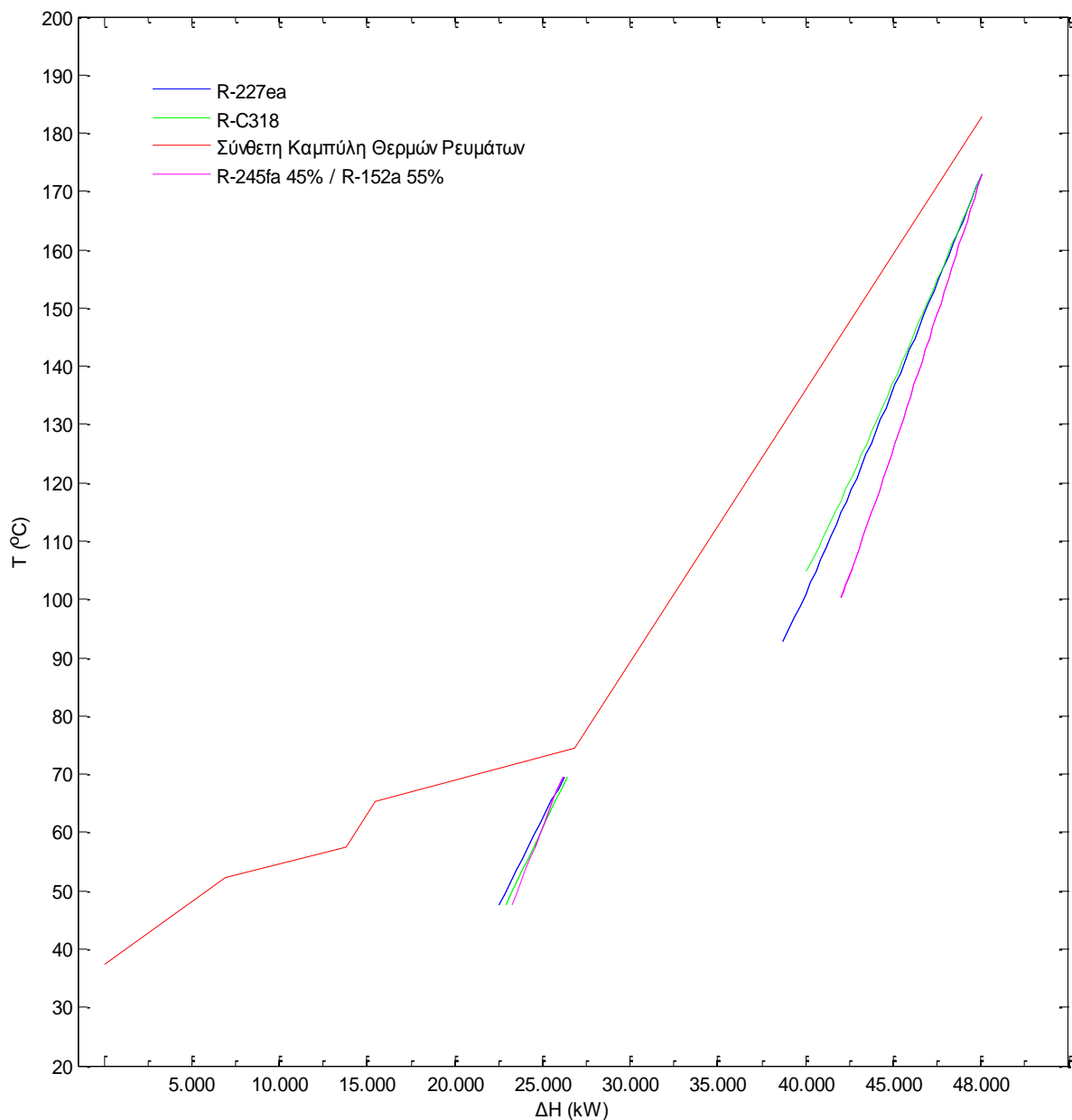
Σχήμα 4.3.14: Σύστημα πρόωσης & αναγεννητικός OKR.

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του αναγεννητικού κύκλου Rankine ορίζεται ως εξής:

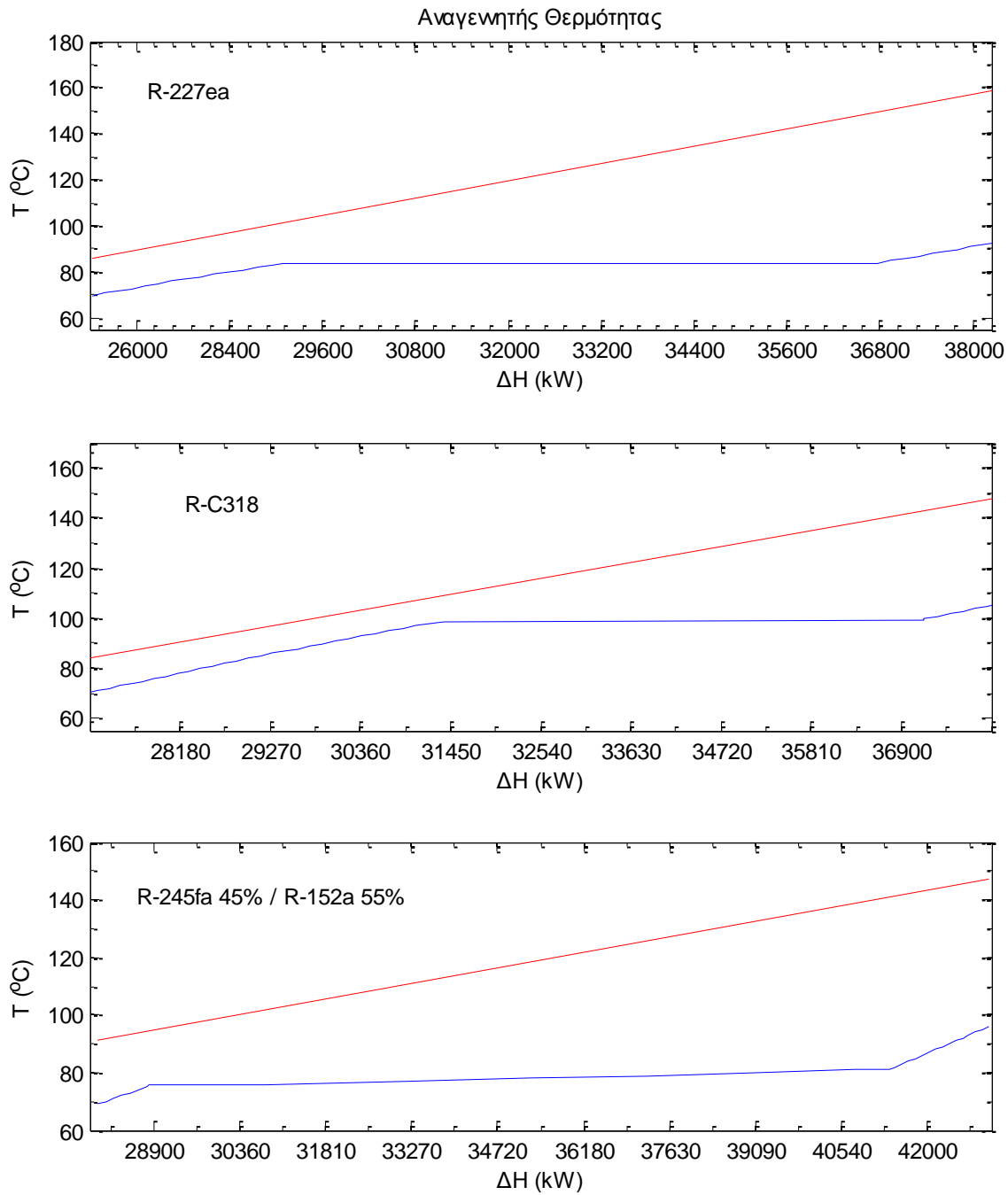
$$\eta_{RR} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\eta_{m,T}(h_6 - h_7) - (h_2 - h_1)/\eta_{m,P}}{(h_6 - h_5) + (h_4 - h_2)} \quad (4.3.10)$$

Η προσθήκη του αναγεννητή θερμότητας επέφερε αύξηση της παροχής μάζας (άρα και της αποδιδόμενης ισχύος) ορισμένων μονάχα εργαζόμενων μέσων, και πιο συγκεκριμένα για τα ρευστά στα οποία η διεργασία της εξάτμισης λάμβανε χώρα στον αναγεννητή θερμότητας.

Στα Σχήματα 4.3.15 – 4.3.16 παρουσιάζονται οι καμπύλες  $T - \Delta H$  των ρευστών αυτών, καθώς και η σύνθετη καμπύλη θερμών ρευμάτων, και στον Πίνακα 4.3.13 τα σχετικά αποτελέσματα.



**Σχήμα 4.3.15:** Καμπύλες  $T - \Delta H$  ρευστών που εξατμίζονται εντός του αναγεννητή θερμότητας.



**Σχήμα 4.3.16** Καμπύλες  $T - \Delta H$  εντός του αναγεννητή θερμότητας.

**Πίνακας 4.3.13:** Σύγκριση απλού και αναγεννητικού κύκλου ως προς την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου και την αποδιδόμενη ισχύ.

Εργαζόμενο Μέσο	Απλός Κύκλος		Αναγεννητικός Κύκλος		$\frac{\dot{m}_{RR}}{\dot{m}_R} - 1 = \frac{\dot{W}_{RR}}{\dot{W}_R} - 1$
	$\dot{m}_R$ (kg/sec)	$\dot{W}_R$ (kW)	$\dot{m}_{RR}$ (kg/sec)	$\dot{W}_{RR}$ (kW)	
R-227ea	113	1.457	128	1.650	13,3
R-C318	115	1.754	134	2.043	16,5
R-245fa (45%) / R-152a (55%)	60	1.553	75	1.941	25



Αναλυτικά αποτελέσματα παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.3.14 και συγκριτικά αποτελέσματα μεταξύ του απλού και αναγεννητικού κύκλου παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.3.15.

**Πίνακας 4.3.14:** Αποτελέσματα της Θεωρίας Σημείου Σύγκλισης για τον αναγεννητικό κύκλο.

Εργαζόμενο Μέσο	$\dot{m}_{RR}$ (kg/sec)	$\dot{W}_{RR}$ (kW)	$\dot{W}_{RR}/\dot{m}_{RR}$ (kJ/kg)	$\dot{Q}_{in}$ (kW)	$\eta_{RR}$ (%)	$\zeta_{RR}$ (%)
R-134a	85	1.078	12,7	19.250	5,6	37,1
R-152a	59	1.434	11,8	21.088	6,8	45,6
R-227ea	128	1.650	12,9	22.297	7,4	41,8
R-236fa	90	1.961	21,8	19.039	10,3	55,0
R-236ea	77	2.006	26,1	17.145	11,7	59,2
R-245fa	62	2.156	34,8	16.333	13,2	65,1
R-245ca	45	1.829	40,6	12.442	14,7	68,8
R-C318	134	2.043	15,2	22.207	9,2	49,2
R-600a	55	1.852	33,7	17.308	10,7	56,7
R-601a	90	1.961	21,8	17.991	10,9	71
Toluene	50	1.670	33,4	11.929	14,0	51,4
R-601	52	1.853	37,3	13.726	13,5	52,6
R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)	44	1.802	41,0	12.094	14,9	73,5
R-32 (30%) / R-134a (70%)	118	527	4,5	32.938	1,6	20,4
R-245fa (65%) / R-152a (35%)	65	1.790	27,5	17.900	10,0	53,2
R-245fa (45%) / R-152a (55%)	75	1.941	25,9	21.567	9,0	50,2
R-245fa (90%) / R-152a (10%)	65	2.059	31,7	17.158	12,0	60,1
R-245fa (50%) / Isopentane (50%)	76	1.678	26,1	12.522	13,4	64,5
R-245fa (50%) / R-365mfc (50%)	50	1.857	37,1	13.360	13,9	65,3
R-245fa (50%) / Pentane (50%)	110	1.503	15,0	11.742	12,8	64,2
R-125 (93.9%) / R-245fa (6.1%)	68	1.560	31,2	13.805	11,3	37,2

Ας σημειωθεί πως ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του αναγεννητικού κύκλου Rankine ( $\zeta_{RR}$ ) ορίζεται ως εξής:

$$\zeta_{RR} = \frac{\Delta \varepsilon_{out}}{\Delta \varepsilon_{in}} = \frac{h_6 - h_7 - T_0(s_6 - s_7) - (h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1))}{h_6 - h_5 - T_0(s_6 - s_5) + h_4 - h_2 - T_0(s_4 - s_2)} \quad (4.3.12)$$

**Πίνακας 4.3.15:** Συγκριτικά αποτελέσματα Θεωρίας Σημείου Σύγκλισης για τον απλό και αναγεννητικό κύκλο.

Εργαζόμενο Μέσο	Απλός Κύκλος		Αναγεννητικός Κύκλος		$\frac{\eta_{RR}}{\eta_R} - 1$	$\frac{\zeta_{RR}}{\zeta_R} - 1$
	$\eta_R$ (%)	$\zeta_R$ (%)	$\eta_{RR}$ (%)	$\zeta_{RR}$ (%)		
R-134a	4,4	31,6	5,6	37,1	27,3	17,4
R-152a	5,9	40,7	6,8	45,6	15,3	12,0
R-227ea	6,0	36,6	7,4	41,8	23,3	14,2
R-236fa	8,8	50,4	10,3	55,0	17,0	9,1
R-236ea	10,1	55,5	11,7	59,2	15,8	6,7
R-245fa	11,9	62,5	13,2	65,1	10,9	4,2
R-245ca	13,4	65,0	14,7	68,8	9,7	5,8
R-C318	7,5	43,0	9,2	49,2	22,7	14,4
R-600a	9,1	51,5	10,7	56,7	17,6	10,1
R-601a	8,8	63,9	10,9	71	23,9	11,1
Toluene	12,8	41,6	14,0	51,4	9,4	23,6
R-601	12,7	47,2	13,5	52,6	6,3	11,4
R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)	13,6	66,5	14,9	73,5	9,6	10,5
R-32 (30%) / R-134a (70%)	1,5	17,3	1,6	20,4	6,7	17,9
R-245fa (65%) / R-152a (35%)	8,7	49,9	10,0	53,2	14,9	6,6
R-245fa (45%) / R-152a (55%)	7,7	46,7	9,0	50,2	16,9	7,5
R-245fa (90%) / R-152a (10%)	10,6	57,0	12,0	60,1	13,2	5,4
R-245fa (50%) / Isopentane (50%)	10,9	61,1	13,4	64,5	22,9	5,6
R-245fa (50%) / R-365mfc (50%)	12,5	62,8	13,9	65,3	11,2	4,0
R-245fa (50%) / Pentane (50%)	9,1	62,9	12,8	64,2	40,7	2,1
R-125 (93.9%) / R-245fa (6.1%)	11,1	34,5	11,3	37,2	1,8	7,8

**Πίνακας 4.3.16:** Αποδοτικότερα εργαζόμενα μέσα για τον αναγεννητικό κύκλο.

Κριτήριο	Εργαζόμενο Μέσο
Ισχύς $\dot{W}_{RR}$	R-245fa
Ειδική Ισχύς ( $\dot{W}_{RR}/\dot{m}_{RR}$ )	R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)
Θερμικός βαθμός απόδοσης ( $\eta_{RR}$ )	R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης ( $\zeta_{RR}$ )	R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)

Παρατηρείται πως ακριβώς τα ίδια οργανικά ρευστά αποτελούν τα αποδοτικότερα εργαζόμενα μέσα και για τον απλό και για τον αναγεννητικό κύκλο. Αξιοσημείωτο είναι το γεγονός πως το ρευστό R-245fa παραμένει το εργαζόμενο μέσο με τη μεγαλύτερη αποδιδόμενη ισχύ (2087 kW), ακόμα και μετά την αύξηση της παροχής μάζας των ρευστών του Πίνακα 4.3.13, με το ρευστό R-C318 να αποδίδει μόλις 44 kW λιγότερα αλλά με σχεδόν διπλάσια παροχή μάζας.

Ας σημειωθεί πως παρατηρήθηκε αξιόλογη βελτίωση της απόδοσης του συστήματος με τη χρήση του αναγεννητή θερμότητας. Η μέση αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του συστήματος ανέρχεται σε 12.96% έναντι του απλού κύκλου, με τη μεγαλύτερη αύξηση (28.9%) να σημειώνεται για το ζεοτροπικό μείγμα R-245fa (50%) / Pentane (50%). Τέλος, το μείγμα R-245ca (50%) / R-365mfc (50%) παρουσίασε και πάλι την υψηλότερη αύξηση του βαθμού απόδοσης, η οποία ανέρχεται σε 14.9%.

Παρόμοια αποτελέσματα προέκυψαν και για τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης, με τη μέση αύξηση έναντι του απλού κύκλου να ανέρχεται σε 15.93%, και τη μεγαλύτερη τιμή να σημειώνεται για το μείγμα R-245ca (50%) / R-365mfc (50%).

#### 4.3.6 Σύστημα δυο συνδεδεμένων κύκλων Rankine

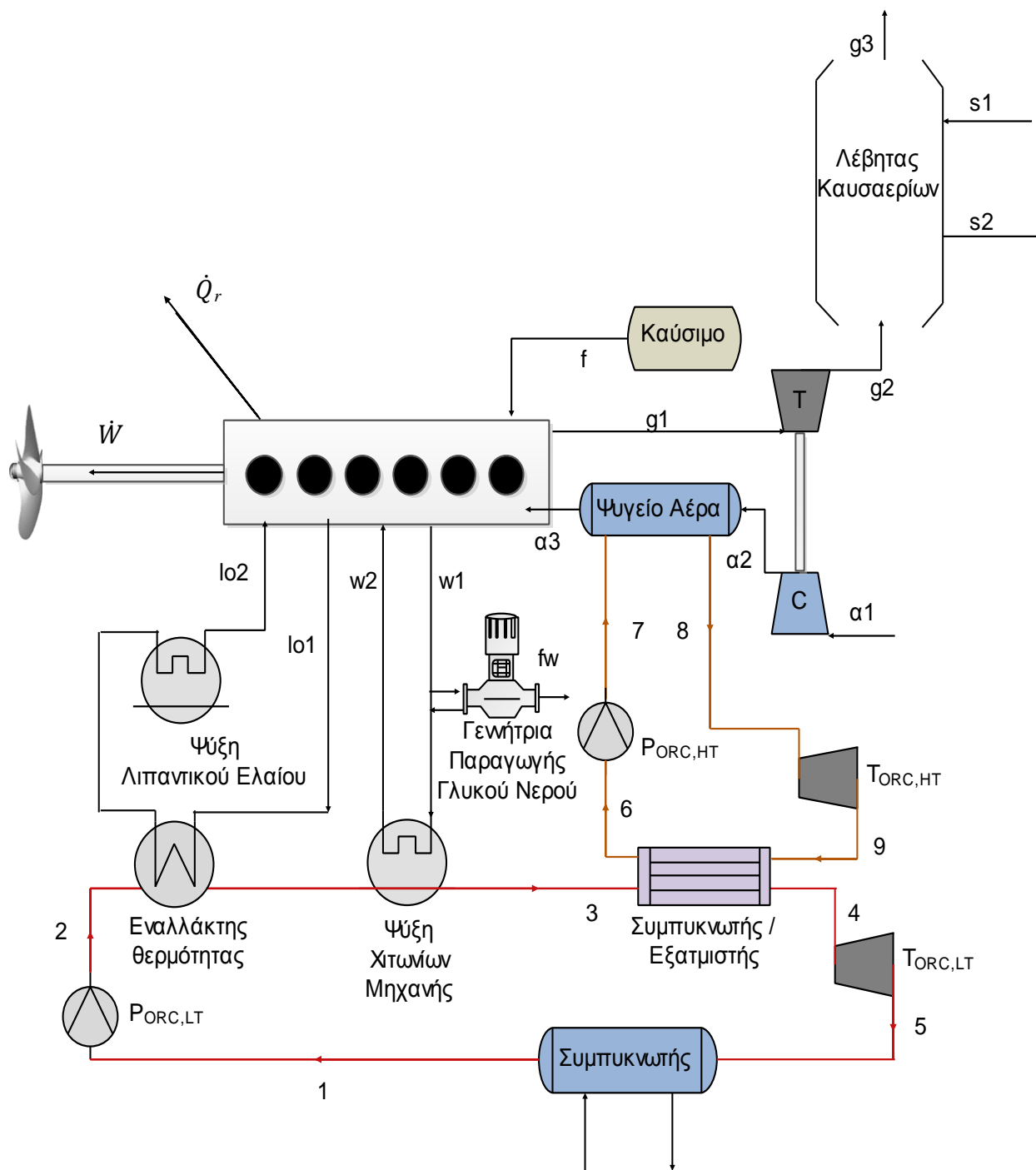
Όπως αναφέρθηκε στο Εδάφιο 1.3.3, το σύστημα των συνδεδεμένων κύκλων Rankine αποτελείται από δυο ξεχωριστούς κύκλους, καθένας εκ των οποίων λειτουργεί σε διαφορετικά θερμοκρασιακά επίπεδα αλλά και με διαφορετικό εργαζόμενο μέσο, εφ' όσον αυτό κριθεί αποδοτικότερο. Συνδυάζοντας δυο κύκλους καθίσταται δυνατή η αποδοτικότερη ανάκτηση θερμότητας από τις διαθέσιμες πηγές του συστήματος αναφοράς.

Το εργαζόμενο μέσο θα καθοριστεί ξεχωριστά για τον κάθε κύκλο, σύμφωνα με τη θεωρία σημείου σύγκλισης. Στην παρούσα μελέτη, ο κύκλος χαμηλής θερμοκρασίας (σημεία 1-5 Σχήματος 4.3.17) θα ανακτά θερμότητα από το κύκλωμα ψύξης των χιτωνίων της κύριας μηχανής και το κύκλωμα ψύξης λιπαντικού ελαίου, όπως αναφέρθηκε στο Εδάφιο 4.3.2, ενώ ο κύκλος υψηλής θερμοκρασίας (σημεία 6-9 Σχήματος 4.3.17) θα ανακτά τη θερμότητα από το ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης της κύριας μηχανής.

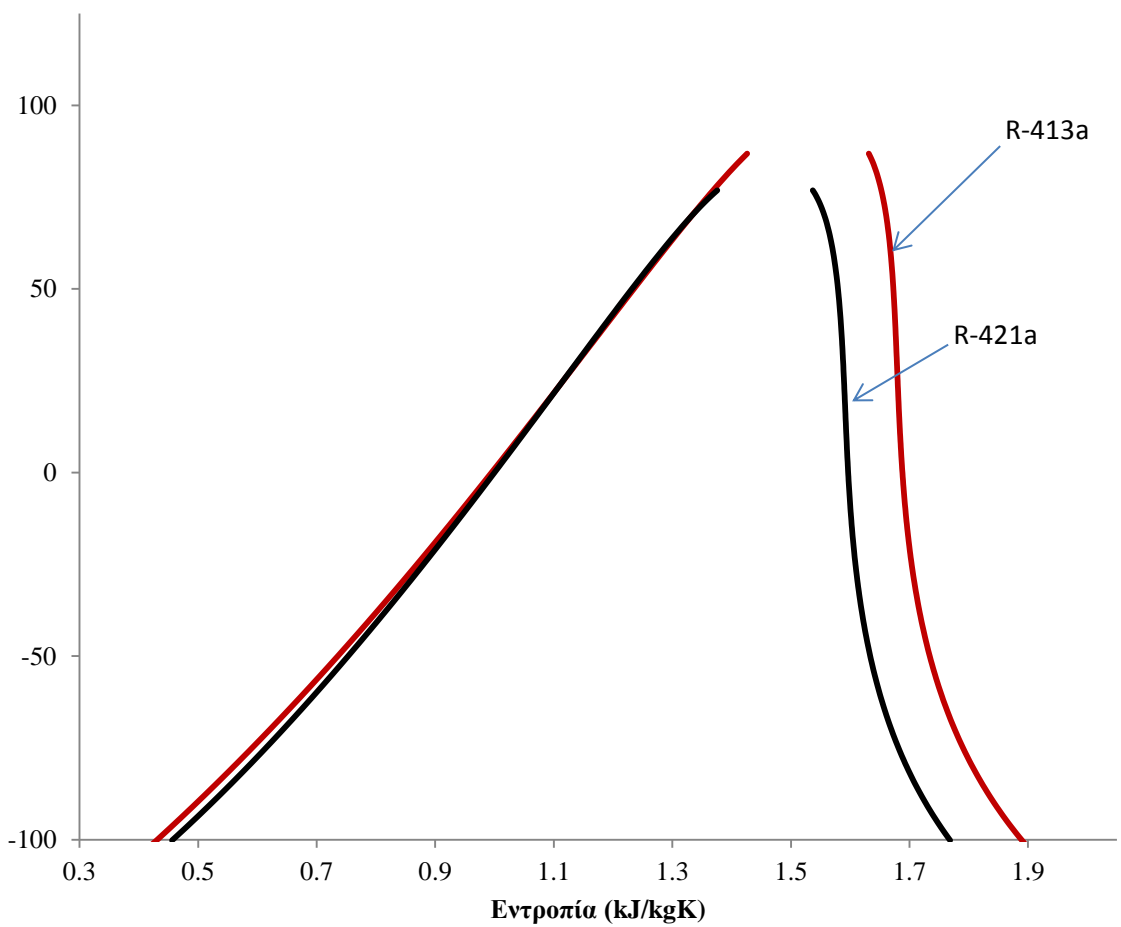
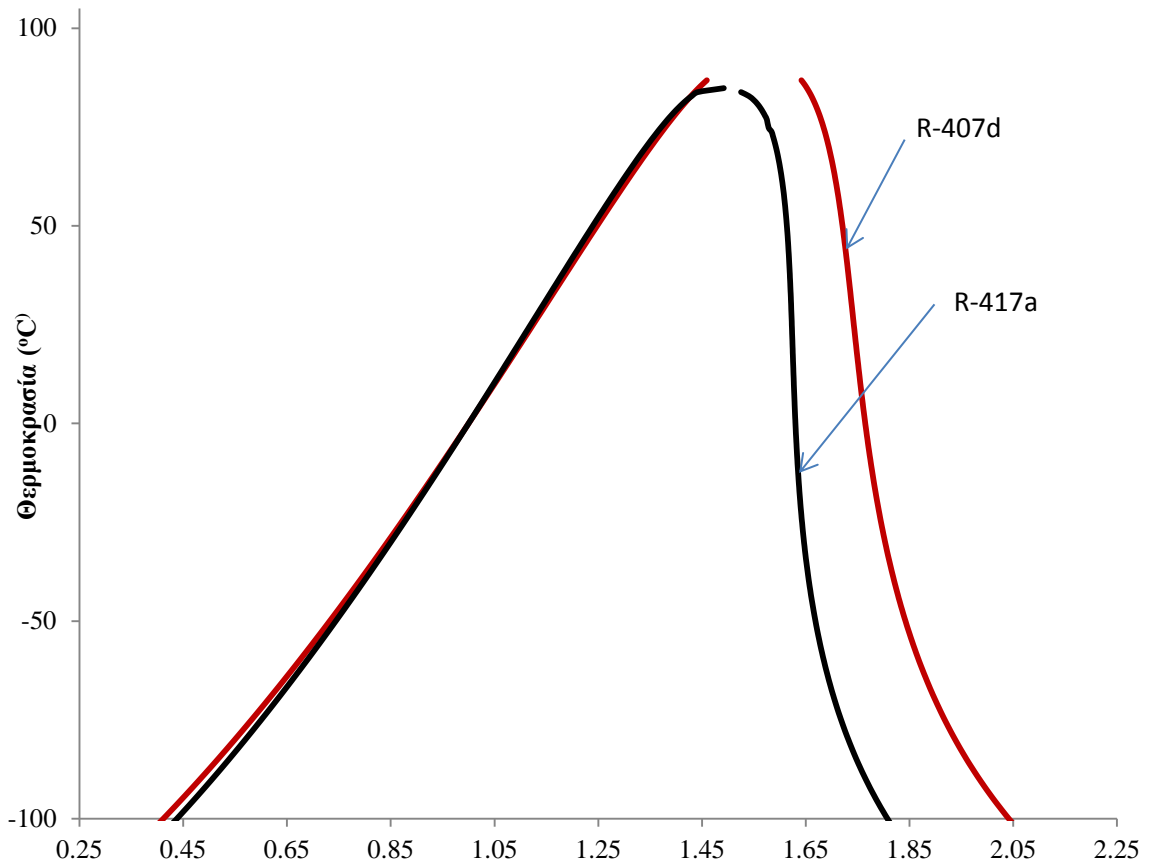
Λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας του λιπαντικού ελαίου και του νερού ψύξης χιτωνίων της κύριας μηχανής, τα οργανικά ρευστά που έχουν ληφθεί υπ' όψιν έως τώρα δεν ήταν κατάλληλα για τον κύκλο χαμηλής θερμοκρασίας καθότι στα διαθέσιμα θερμοκρασιακά επίπεδα παρουσίαζαν υγρότητα αρκετά μεγαλύτερη του 10% κατά την είσοδό τους στον στρόβιλο (Σημείο 4 του Σχήματος 4.3.17). Συνεπώς, κρίθηκε απαραίτητη η εύρεση οργανικών ρευστών τα οποία θα ατμοποιούνταν πλήρως πριν την είσοδό τους στον στρόβιλο. Τα χαρακτηριστικά των ρευστών αυτών παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.3.17 και το Σχήμα 4.3.18.

**Πίνακας 4.3.17:** Θερμοδυναμικά στοιχεία των ρευστών του κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας.

Όνομασία	Χημική σύσταση	T <sub>crit.</sub> (°C)	P <sub>crit.</sub> (bar)
R-407d	R-32 (15%) / R-125 (15%) / R-134a (70%)	91,37	44,68
R-413a	R-218 (9%) / R-134a (88%) / Isobutane (3%)	96,58	40,22
R-417a	R-125 (46.6%) / R-134a (50%) / Butane (3.4%)	87,14	40,03
R-421a	R-125 (58%) / R-134a (42%)	82,78	31,19

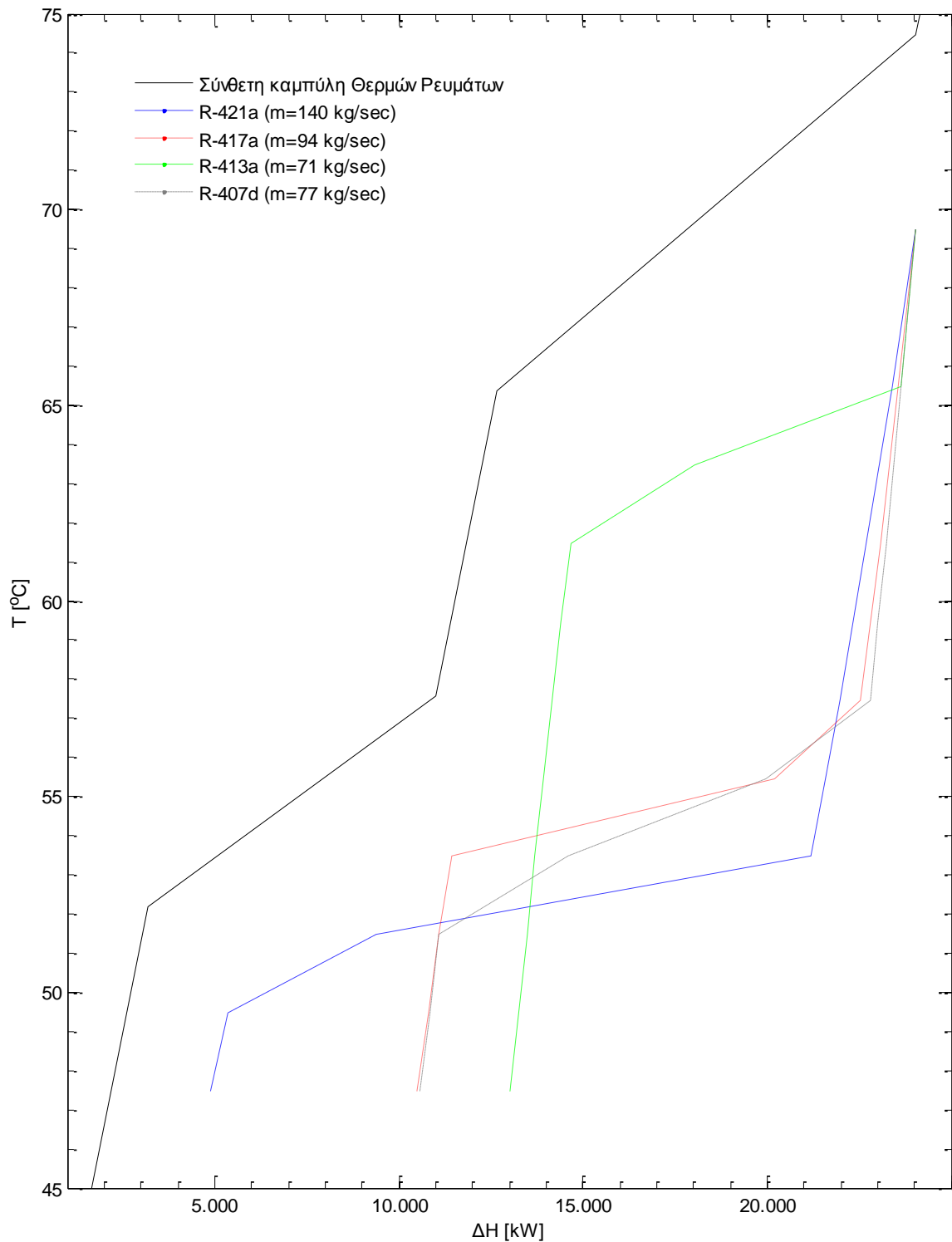


Σχήμα 4.3.17: Σύστημα πρόωσης & δυο συνδεδεμένοι OKR.



**Σχήμα 4.3.18:** Υπό μελέτη οργανικά ρευστά του κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας.

Στο Σχήμα 4.3.19 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της θεωρίας σημείου σύγκλισης για τον κύκλο χαμηλής θερμοκρασίας.



**Σχήμα 4.3.19:** Καμπύλες  $T - \Delta H$  των ρευστών του Πίνακα 4.3.16.

Στους Πίνακες 4.3.18 – 4.3.19 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της θεωρίας σημείου σύγκλισης για τον κύκλο υψηλής θερμοκρασίας.

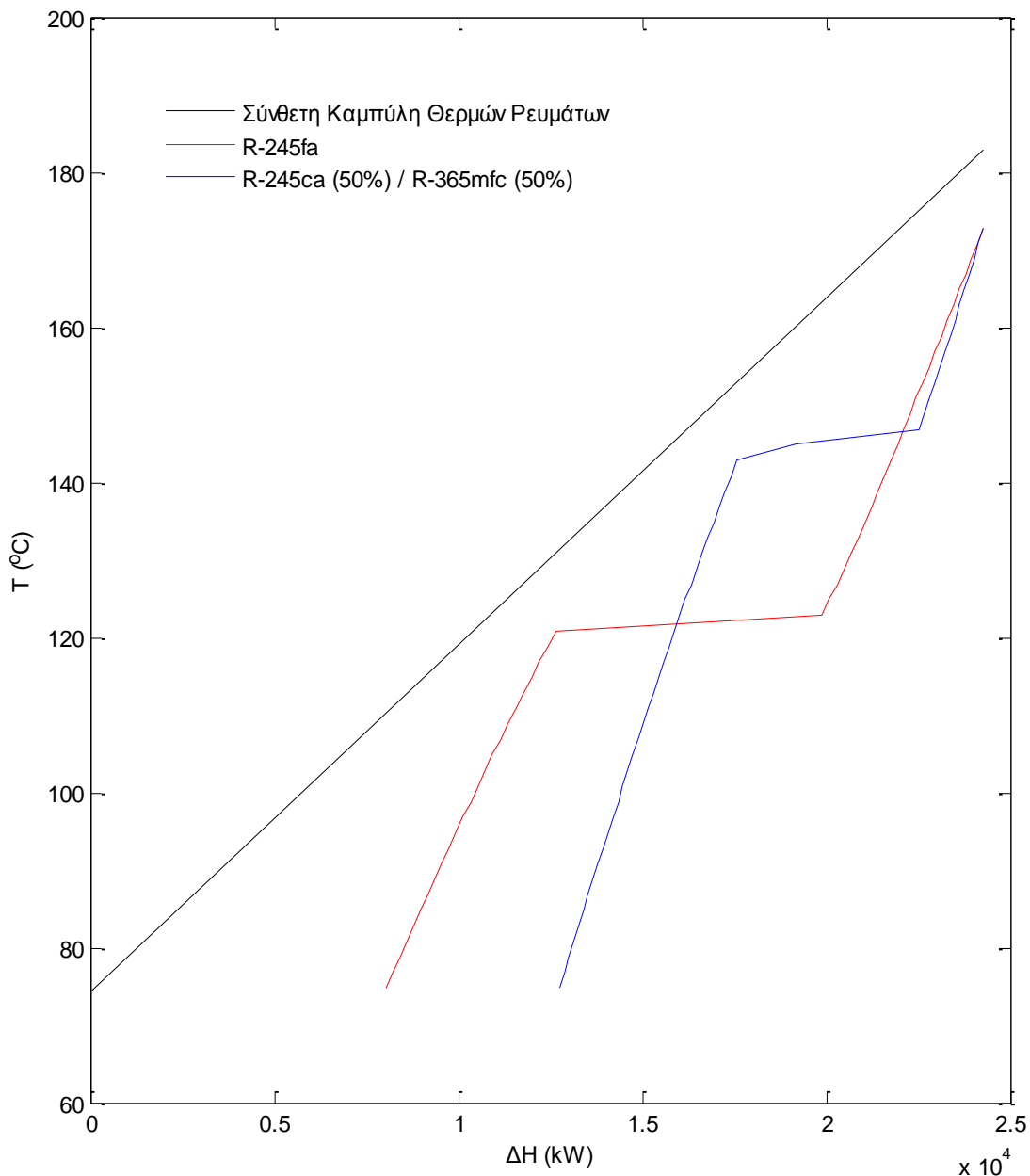
**Πίνακας 4.3.18:** Αποτελέσματα Θεωρίας Σημείου Σύγκλισης - Κύκλος υψηλής θερμοκρασίας.

Εργαζόμενο Μέσο	$\dot{m}_{\text{ORC,HT}}$ (kg/sec)	$\dot{W}_{2\text{R,HT}}$ (kW)	$\dot{W}/\dot{m}$ (kJ/kg)	$\dot{Q}_{\text{in}}$ (KW)	$\eta_{\text{R}}$ (%)	$\zeta_{\text{R}}$ (%)
R-134a	86	1.108	12,9	21.725	5,1	36,6
R-152a	61	1.474	24,2	24.983	6,1	42,1
R-227ea	120	1.536	12,8	21.634	7,1	43,3
R-236fa	94	2.063	21,9	19.648	10,5	60,1
R-236ea	82	2.146	26,2	18.186	11,8	64,8
R-245fa	62	2.156	34,9	15.737	13,7	69,0
R-245ca	48	1.953	40,7	12.682	15,4	66,7
R-C318	125	1.928	15,4	21.187	9,1	52,2
R-600a	39	1.962	50,3	18.686	10,5	59,4
R-601a	72	1.661	23,1	16.949	9,8	61,2
Toluene	50	1.570	31,4	11.544	13,6	44,2
R-601	62	1.953	31,5	14.255	13,7	50,9
R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)	44	1.804	41,0	11.564	15,6	76,3
R-32 (30%) / R-134a (70%)	118	527	4,5	29.278	1,8	20,8
R-245fa (65%) / R-152a (35%)	69	1.905	27,6	18.861	10,1	57,9
R-245fa (45%) / R-152a (55%)	72	1.863	25,9	20.933	8,9	54,0
R-245fa (90%) / R-152a (10%)	65	2.059	31,7	17.904	11,5	61,8
R-245fa (50%) / Isopentane (50%)	76	1.678	22,1	12.159	13,8	71,4
R-245fa (50%) / R-365mfc (50%)	51	1.899	37,2	13.188	14,4	72,3
R-245fa (50%) / Pentane (50%)	112	1.563	14,0	11.841	13,2	69,2
R-125 (93.9%) / R-245fa (6.1%)	69	1.960	28,4	16.198	12,1	37,6

**Πίνακας 4.3.19:** Αποδοτικότερα εργαζόμενα μέσα του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας.

Κριτήριο	Εργαζόμενο Μέσο
Ισχύς ( $\dot{W}$ )	R-245fa
Ειδική Ισχύς ( $\dot{W}/\dot{m}$ )	R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)
Θερμικός βαθμός απόδοσης ( $\eta_{\text{R}}$ )	R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)
Εξεργειακός βαθμός απόδοσης ( $\zeta$ )	R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)
Βαθμός εκμετάλλευσης θερμότητας ( $\eta_{\text{HEX}}$ )	R-32 (30%) / R-134a (70%)
Βαθμός απόδοσης συστήματος ( $\eta_{\text{th}}$ )	R-245fa

Παρατηρείται πως για τον κύκλο υψηλής θερμοκρασίας τα αποδοτικότερα εργαζόμενα μέσα είναι τα ίδια με εκείνα που προέκυψαν για τον απλό και τον αναγεννητικό κύκλο, τα οποία παρουσιάστηκαν στους Πίνακες 4.3.9 και 4.3.16, αντίστοιχα. Ας σημειωθεί και πάλι πως το μείγμα R-32 (30%) / R-134a (70%) παρ' όλο που παρουσιάζει τον υψηλότερο βαθμό εκμετάλλευσης της διαθέσιμης θερμότητας (77,5%) κρίνεται ακατάλληλο ως εργαζόμενο μέσο λόγω των ιδιαίτερα χαμηλού ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης (1,8% και 1,2% αντίστοιχα), αλλά και της χαμηλής αποδιδόμενης ισχύος (527 kW).



**Σχήμα 4.3.20:** Καμπύλες  $T - \Delta H$  των ρευστών του Πίνακα 4.3.18.

Δεδομένων των θερμοκρασιών του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας, και ειδικότερα των θερμοκρασιών εισόδου – εξόδου του θερμού ρευστού στον συμπυκνωτή / εξατμιστή (Σημεία 9 και 6 του Σχήματος 4.3.17), καθώς και των παροχών μάζας των δυο κύκλων, μπορεί πλέον να καθοριστεί και η θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου του κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας από τον συμπυκνωτή / εξατμιστή (Εξ. 4.3.13) και,



συνεπώς, όλα τα θερμοδυναμικά στοιχεία του κύκλου αυτού. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.3.21.

$$\dot{m}_{ORC,HT}(h_9 - h_6) = \dot{m}_{ORC,LT}(h_4 - h_3) \Rightarrow h_4 = h_3 + \frac{\dot{m}_{ORC,HT}}{\dot{m}_{ORC,LT}}(h_9 - h_6) \quad (4.3.13)$$

Η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά των δυο ρευστών στον εναλλάκτη θερμότητας μεταξύ των δυο κύκλων θεωρείται ίση με  $\Delta T_{pp} = 5^\circ\text{C}$ , σε συμφωνία με τη διεθνή επιστημονική βιβλιογραφία (Πίνακας 4.3.20).

**Πίνακας 4.3.20:** Σημείο σύγκλισης εξατμιστή / συμπυκνωτή συστήματος δύο κύκλων.

$\Delta T_{pp}$ ( $^\circ\text{C}$ )	Πηγή
5,3	Kosmadakis (2010a)
5	Zhang (2013)
5	Liu (2012)
5	Kosmadakis (2010b)

**Πίνακας 4.3.21:** Αποτελέσματα Θεωρίας Σημείου Σύγκλισης – Κύκλος χαμηλής θερμοκρασίας.

Εργαζόμενο Μέσο	$\dot{m}_{ORC,LT}$ (kg/sec)	$\dot{W}_{2R,LT}$ (kW)	$\dot{W}_{2R,LT}/\dot{m}_{ORC,LT}$ (kJ/kg)	$\dot{Q}_{in,LT}$ (kW)	$\eta_{R,LT}$ (%)	$\zeta_{R,LT}$ (%)
R-407d	77	280	3,6	13.499	2,0	18,7
R-413a	71	584	8,2	11.502	3,0	39,3
R-417a	94	406	4,3	13.607	2,9	22,5
R-421a	140	424	3,0	19.206	2,2	15,7

Από τον Πίνακα 4.3.21 είναι εμφανές πως το αποδοτικότερο εργαζόμενο μέσο είναι το μείγμα R-413a, για το οποίο παρουσιάστηκε μεγιστοποίηση αποδιδόμενης και ειδικής ισχύος, καθώς επίσης και του ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης.

Οι βαθμοί απόδοσης των κύκλων χαμηλής και υψηλής θερμοκρασίας που παρουσιάστηκαν στους Πίνακες 4.3.17 – 4.3.21 δίνονται από τις Εξ. (4.3.14) – (4.3.17) (αριθμός σημείων σύμφωνα με το Σχήμα 4.3.15):

$$\eta_{R,LT} = \frac{\dot{W}_{T,LT} - \dot{W}_{p,LT}}{\dot{Q}_{in,LT}} = \frac{\dot{W}_{R,LT}}{\dot{Q}_{in,LT}} = \frac{\eta_{m,T}(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_2)} \quad (4.3.14)$$

$$\zeta_{R,LT} = \frac{\Delta \varepsilon_{out,LT}}{\Delta \varepsilon_{in,LT}} = \frac{h_4 - h_5 - T_0(s_4 - s_5) - [h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)]}{h_4 - h_2 - T_0(s_4 - s_2)} \quad (4.3.15)$$

$$\eta_{R,HT} = \frac{\dot{W}_{T,HT} - \dot{W}_{p,HT}}{\dot{Q}_{in,HT}} = \frac{\dot{W}_{R,LT}}{\dot{Q}_{in,LT}} = \frac{\eta_{m,T}(h_8 - h_9) - (h_7 - h_6) / \eta_{m,P}}{(h_8 - h_7)} \quad (4.3.16)$$

$$\zeta_{R,HT} = \frac{\Delta \epsilon_{out,HT}}{\Delta \epsilon_{in,HT}} = \frac{h_8 - h_9 - T_0(s_8 - s_9) - [h_7 - h_6 - T_0(s_7 - s_6)]}{h_8 - h_7 - T_0(s_8 - s_7)} \quad (4.3.17)$$

Συνεπώς, τα αποδοτικότερα ζεύγη εργαζόμενων μέσων για το σύστημα συνδεδεμένων κύκλων Rankine παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.3.22, όπου:

$$\dot{W}_{2R} = \dot{W}_{R,LT} + \dot{W}_{R,HT} \quad (4.3.18)$$

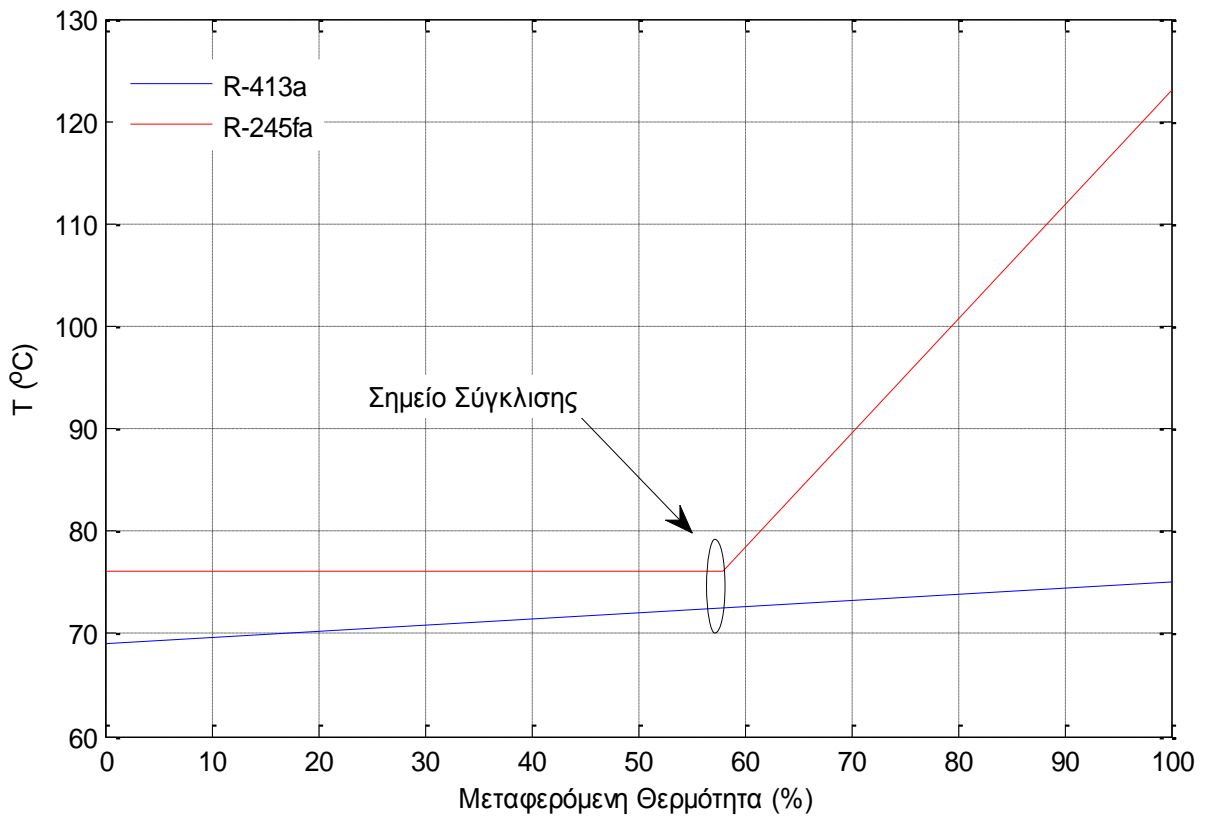
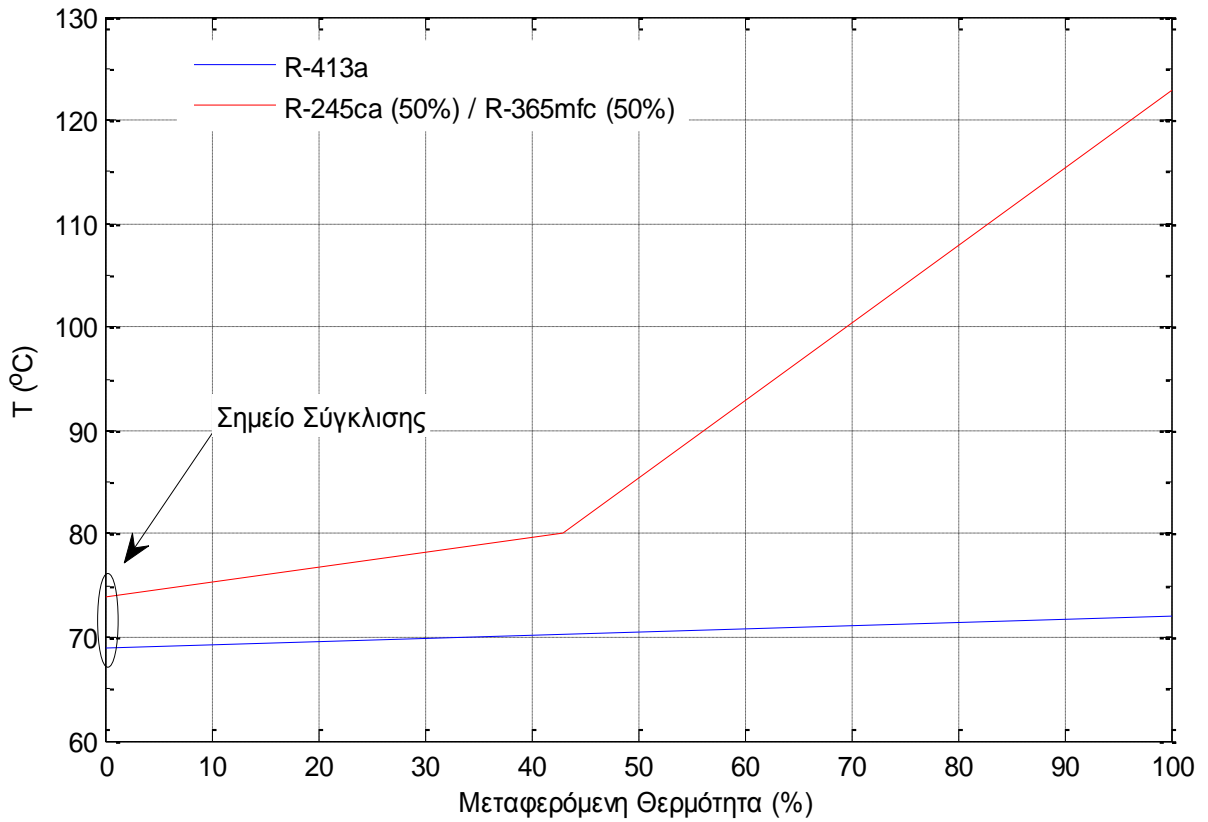
$$\eta_{2R} = \frac{\dot{W}_{2R}}{\dot{Q}_{in,HT} + \dot{Q}_{in,LT}} \quad (4.3.19)$$

$$\zeta_{2R} = \frac{\Delta \dot{\epsilon}_{out,HT} + \Delta \dot{\epsilon}_{out,LT}}{\Delta \dot{\epsilon}_{in,HT} + \Delta \dot{\epsilon}_{in,LT}} \quad (4.3.20)$$

**Πίνακας 4.3.22:** Αποδοτικότερα ζεύγη εργαζόμενων μέσων του συστήματος συνδεδεμένων κύκλων Rankine.

Εργαζόμενα Μέσα	$\dot{W}_{2R}$ (kW)	$\dot{Q}_{in}$ (kW)	$\eta_{2R}$ (%)	$\zeta_{2R}$ (%)
R-245fa & R-413a	2.740	29.643	9,2	44,9
R-245ca (50%) / R-365mfc (50%) & R-413a	2.388	22.616	10,6	51,8

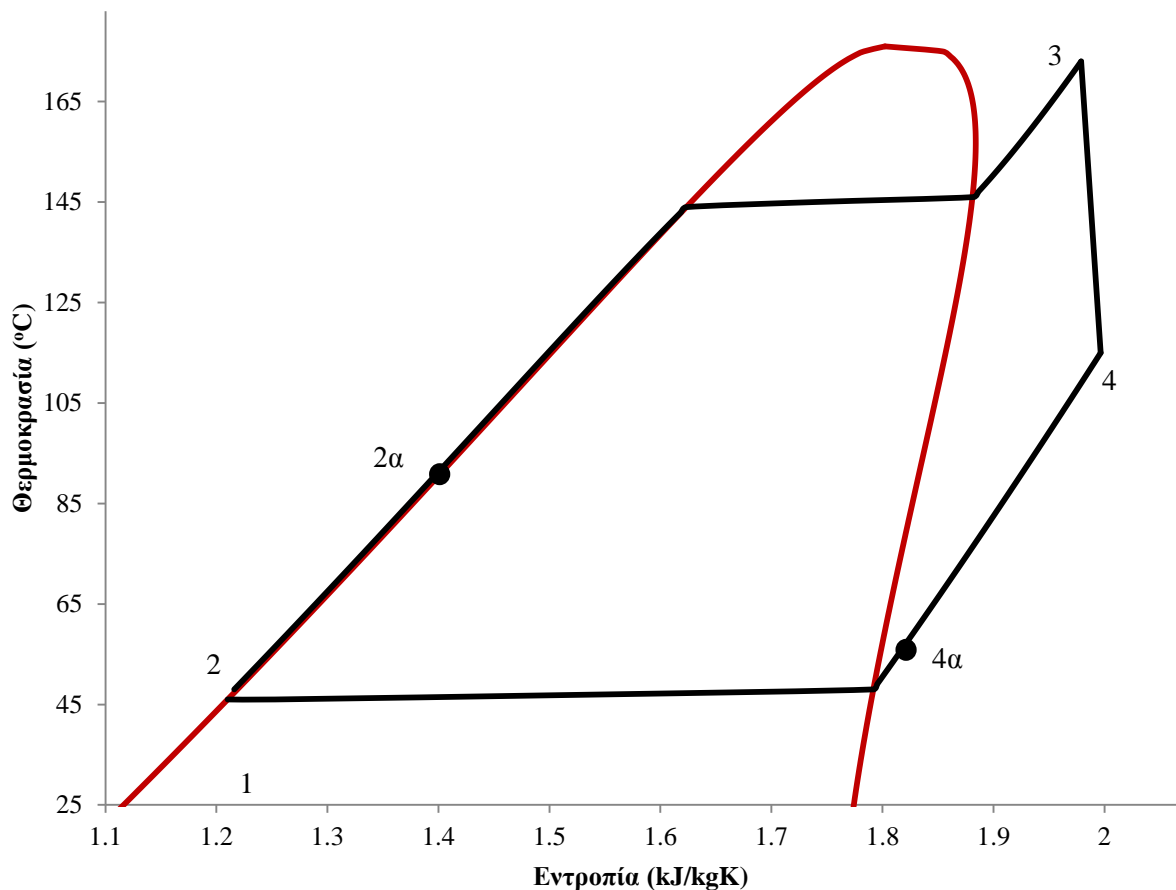
Στο Σχήμα 4.3.21 παρουσιάζεται το θερμοκρασιακό προφίλ των ρευμάτων στο εσωτερικό του συμπυκνωτή / εξατμιστή για τα ζεύγη ρευστών του Πίνακα 4.3.21.



**Σχήμα 4.3.21:** Θερμοκρασιακά προφίλ ρευστών εντός του συμπυκνωτή / εξατμιστή.

#### 4.4 Αποτελέσματα θερμοδυναμικής ανάλυσης

Στα Σχήματα 4.4.1 – 4.4.4 και τους Πίνακες 4.4.1 – 4.4.4 παρουσιάζονται αναλυτικά τα χαρακτηριστικά σημεία των κύκλων, οι θερμοδυναμικές ιδιότητες των ρευστών και η αποδιδόμενη ισχύς. Σημειώνεται πως έγινε μια προκαταρκτική διερεύνηση ως προς τη μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου, τη μέγιστη πίεση και τη θερμοκρασία συμπύκνωσης, προκειμένου να προσδιοριστούν οι τιμές αυτών που δίνουν τη μέγιστη ισχύ. Η μέγιστη δυνατή παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου προσδιορίστηκε με τη μέθοδο του σημείου σύγκλισης, η οποία συμβάλλει στη μεγιστοποίηση της ισχύος.



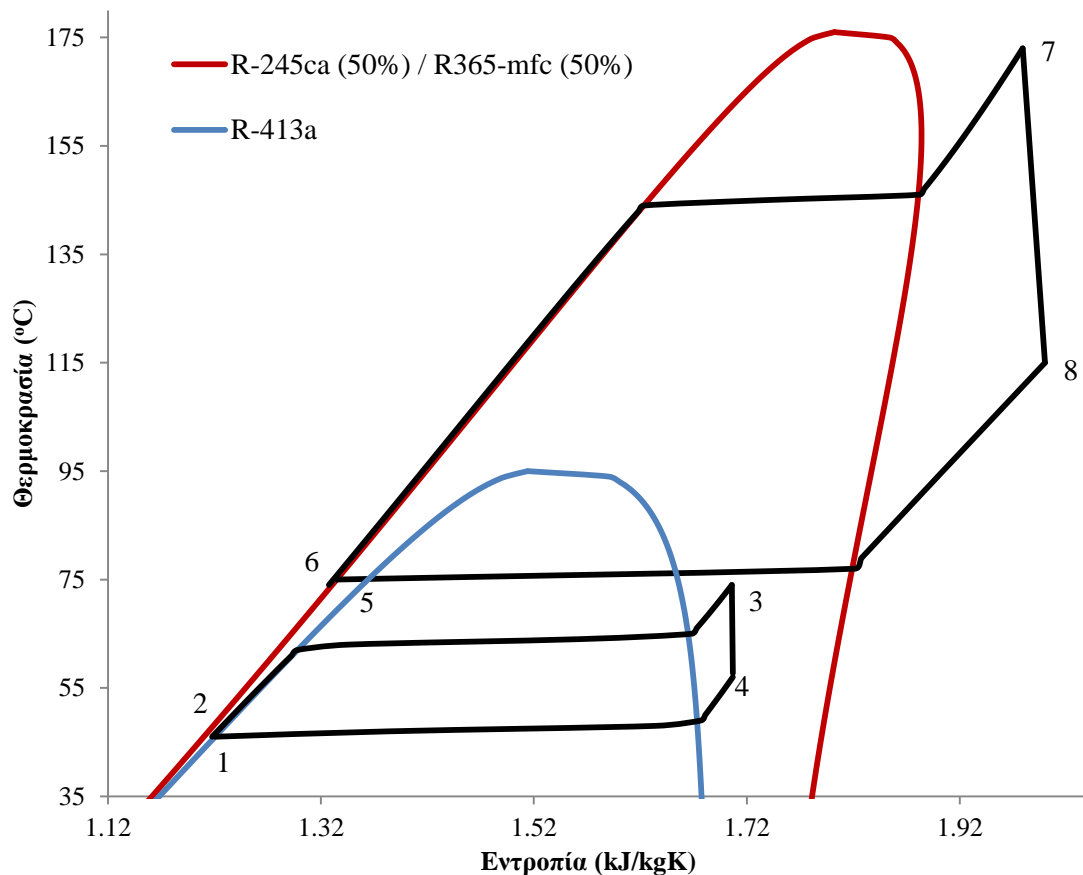
**Σχήμα 4.4.1:** Διάγραμμα  $T-s$  απλού και αναγεννητικού κύκλου Rankine, με εργαζόμενο μέσο το ζεοτροπικό μείγμα R-245ca (50%) / R-365mfc (50%).

**Πίνακας 4.4.1:** Καταστάσεις στα χαρακτηριστικά σημεία του απλού και αναγεννητικού κύκλου Rankine, με εργαζόμενο μέσο το μείγμα R-245ca (50%) / R-365mfc (50%).

Απλός Κύκλος Rankine				
	p (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
Σημείο 1	1,8	46,00	262,27	1,2100
Σημείο 2	20	47,20	264,49	1,2125
Σημείο 3	20	172,84	564,66	1,9758
Σημείο 4	1,8	114,85	520,76	1,9952
Αναγεννητικός Κύκλος Rankine				
Σημείο 2α	20	91,17	328,47	1,3995
Σημείο 4α	1,8	56,00	456,78	1,8173

**Πίνακας 4.4.2:** Καταστάσεις στα χαρακτηριστικά σημεία του συστήματος δυο συνδεόμενων κύκλων Rankine, με εργαζόμενο μέσο το μείγμα R-245ca (50%) / R-365mfc (50%).

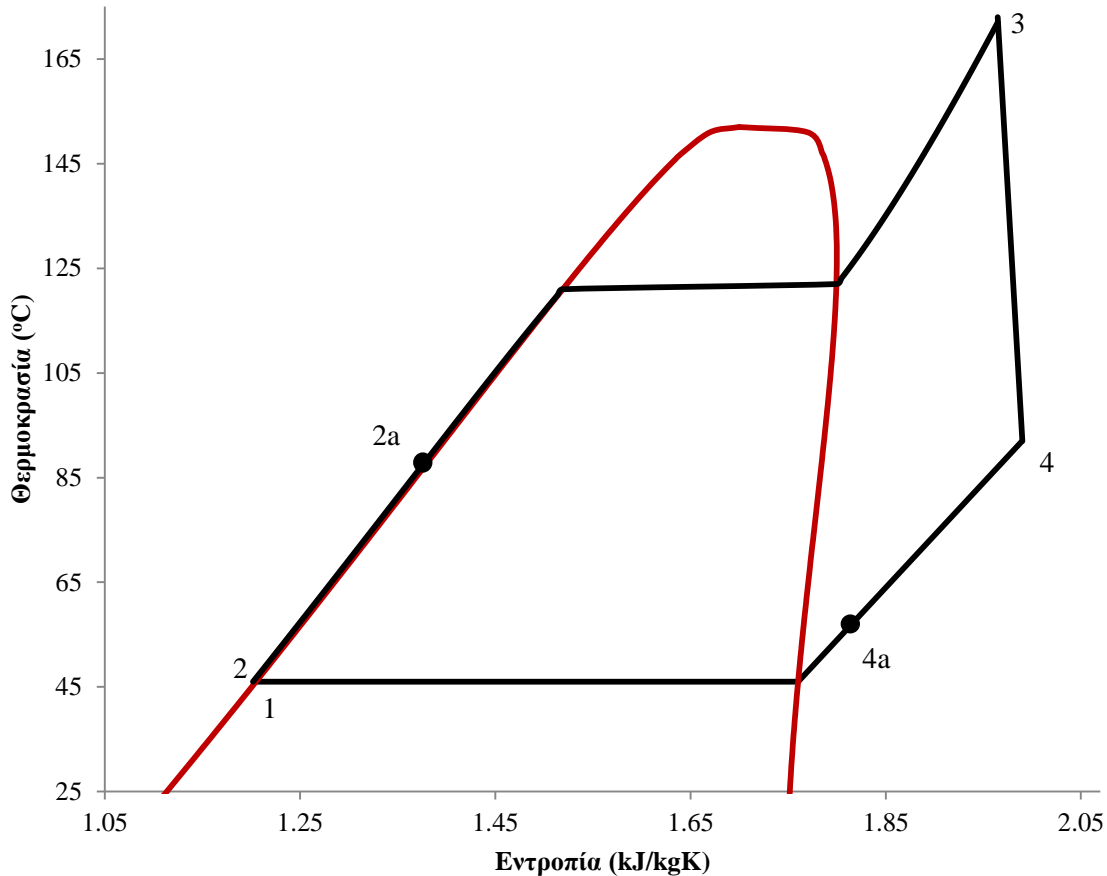
	p (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
Σημείο 1	13,5	46,00	266,18	1,2200
Σημείο 2	20	46,78	267,11	1,2216
Σημείο 3	20	73,00	429,72	1,7059
Σημείο 4	13,5	57,73	423,01	1,7095
Σημείο 5	4,1	74	302,61	1,3306
Σημείο 6	20	75,23	304,66	1,3327
Σημείο 7	20	172,84	565,87	1,9785
Σημείο 8	4,17	132,25	537,41	1,9910



**Σχήμα 4.4.2:** Διάγραμμα T-s συστήματος δυο συνδεόμενων κύκλων Rankine, με εργαζόμενο μέσο το μείγμα R-245ca (50%) / R-365mfc (50%).

**Πίνακας 4.4.3:** Καταστάσεις στα χαρακτηριστικά σημεία του απλού και αναγεννητικού κύκλου Rankine, με εργαζόμενο μέσο το ρευστό R-245fa.

Απλός Κύκλος Rankine				
	p (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
Σημείο 1	3	46,00	260,77	1,2054
Σημείο 2	20	47,23	262,81	1,2123
Σημείο 3	20	172,84	555,37	1,9765
Σημείο 4	3	123,33	517,84	1,9878
Αναγεννητικός Κύκλος Rankine				
Σημείο 2α	20	96,68	334,285	1,4142
Σημείο 4α	3	53,96	446,36	1,7867



**Σχήμα 4.4.3:** Διάγραμμα  $T-s$  απλού και αναγεννητικού κύκλου Rankine, με εργαζόμενο μέσο το ρευστό R-245fa.

**Πίνακας 4.4.4:** Καταστάσεις στα χαρακτηριστικά σημεία του συστήματος δυο συνδεδεμένων κύκλων Rankine, με εργαζόμενο μέσο το ρευστό R-245fa.

		p (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
Σημείο 1		13,5	46,00	266,18	1,2200
Σημείο 2	$\dot{m} = 71$ kg/sec	20	46,78	267,11	1,2216
Σημείο 3		20	73,00	429,72	1,7059
Σημείο 4		13,5	57,73	423,01	1,7095
Σημείο 5		3,0	74,00	260,77	1,2048
Σημείο 6	$\dot{m} = 62$ kg/sec	20,0	47,23	262,81	1,2070
Σημείο 7		20,0	172,84	555,37	1,9672
Σημείο 8		3,0	123,33	517,84	1,9840

Στον Πίνακα 4.4.5 και τα Σχήματα 4.4.5 – 4.4.8 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά αποτελέσματα για όλα τα συστήματα που μελετήθηκαν στην Ενότητα 4.3.

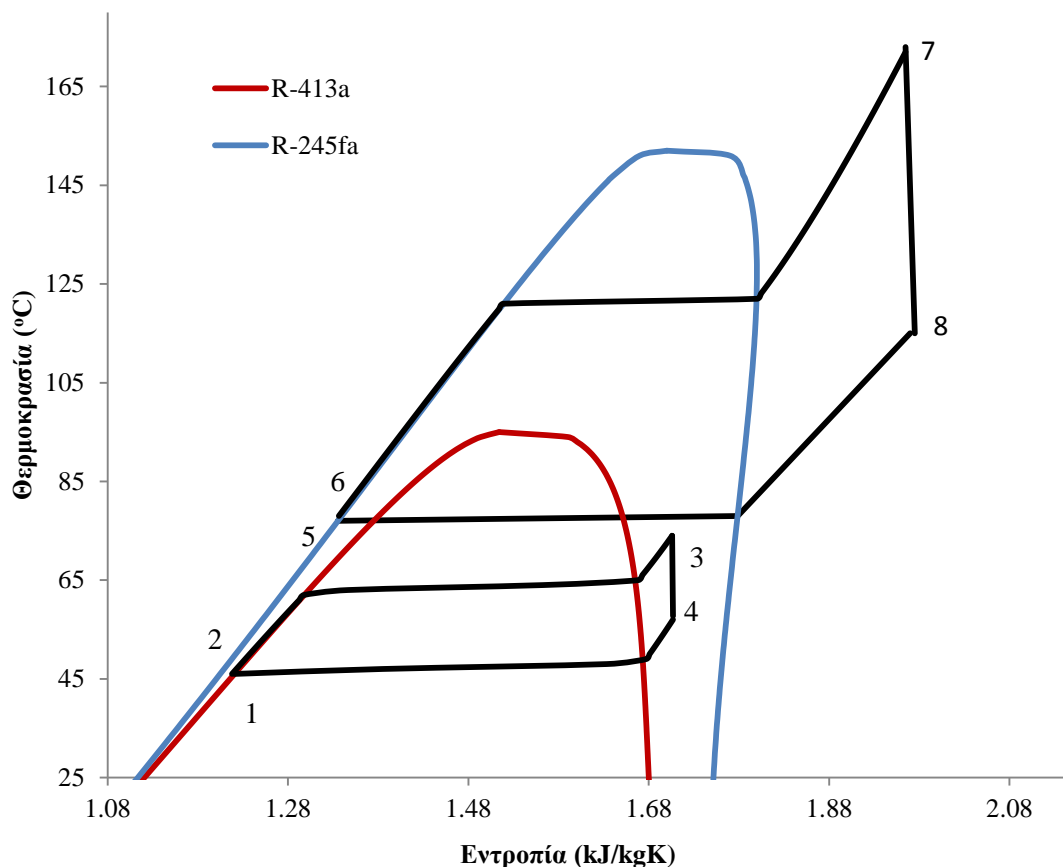
Στον Πίνακα 4.4.5 παρατηρείται πως η αποδιδόμενη ισχύς για συστήματα απλού και αναγεννητικού κύκλου με το ίδιο εργαζόμενο μέσο, είναι ίδια. Όπως αναλύθηκε και στο Εδάφιο 4.3.5, αυτό οφείλεται στο γεγονός πως η προσθήκη του αναγεννητή θερμότητας δεν επέφερε αύξηση της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου (άρα και αύξηση της αποδιδόμενης ισχύος). Επιπλέον, μέχρι στιγμής, δεν έχουν ληφθεί υπ' όψιν οι απώλειες πίεσης στους εναλλάκτες θερμότητας, οι οποίες επηρεάζουν την παραγόμενη από το σύστημα ισχύ, όπως θα αναλυθεί σε επόμενο κεφάλαιο.

Τελικά παρατηρείται πως η προσθήκη του αναγεννητή θερμότητας επιφέρει βελτίωση των βαθμών απόδοσης (ενεργειακό και εξεργειακό), καθότι για την ίδια παραγόμενη ισχύ απορροφάται λιγότερη θερμότητα από τις διαθέσιμες πηγές, δεδομένου πως το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στον εναλλάκτη του αέρα υπερπλήρωσης της κύριας μηχανής, σε αρκετά υψηλότερη θερμοκρασία, συγκριτικά με τον απλό κύκλο, λόγω της προθέρμανσής του στον αναγεννητή θερμότητας.

Πιο συγκεκριμένα, παρατηρώντας το Σχήμα 4.4.5 είναι εμφανές πως με τον αναγεννητικό κύκλο παρουσιάζεται αύξηση του βαθμού απόδοσης κατά 9,6% έναντι του απλού κύκλου, με εργαζόμενο μέσο το ζεotropικό μείγμα R-245ca 50% / R-365mfc 50%, ενώ το αντίστοιχο ποσοστό μεταξύ απλού και αναγεννητικού κύκλου για το ρευστό R-245fa ανέρχεται σε 10,9%. Τα αντίστοιχα ποσοστά για τα συστήματα των δυο κύκλων υπόκεινται σε μείωση της τάξεως του 29% και 28%. Αυτό οφείλεται στο γεγονός πως ο κύκλος χαμηλής θερμοκρασίας εκμεταλλεύεται σχεδόν τη μισή ποσότητα της συνολικά διαθέσιμης θερμότητας αποδίδοντας μονάχα 584 kW, οδηγώντας έτσι σε μείωση του βαθμού απόδοσης του συστήματος δυο κύκλων έναντι του απλού κύκλου Rankine.

Σύμφωνα με το Σχήμα 4.4.6, η αντικατάσταση του απλού κύκλου με αναγεννητικό δεν επιφέρει αύξηση της παραγόμενης ισχύος, όπως αναφέρθηκε και στο Εδάφιο 4.3.5. Με μετάβαση από απλό (ή αναγεννητικό) κύκλο σε σύστημα δυο συνδεόμενων κύκλων παρατηρείται αύξηση της παραγόμενης ισχύος κατά 32,5% για το μείγμα R-245ca (50%) / R-365mfc (50%) και κατά 34,8% για το ρευστό R-245fa.

Τέλος, στα Σχήματα 4.4.7 – 4.4.8 παρουσιάζεται το ποσοστό συμβολής του κάθε κύκλου στη συνολικά αποδιδόμενη ισχύ του συστήματος των δυο συνδεόμενων κύκλων Rankine.



**Σχήμα 4.4.4:** Διάγραμμα T-s συστήματος δυο συνδεόμενων κύκλων Rankine, με εργαζόμενο μέσο το ρευστό R-245fa.

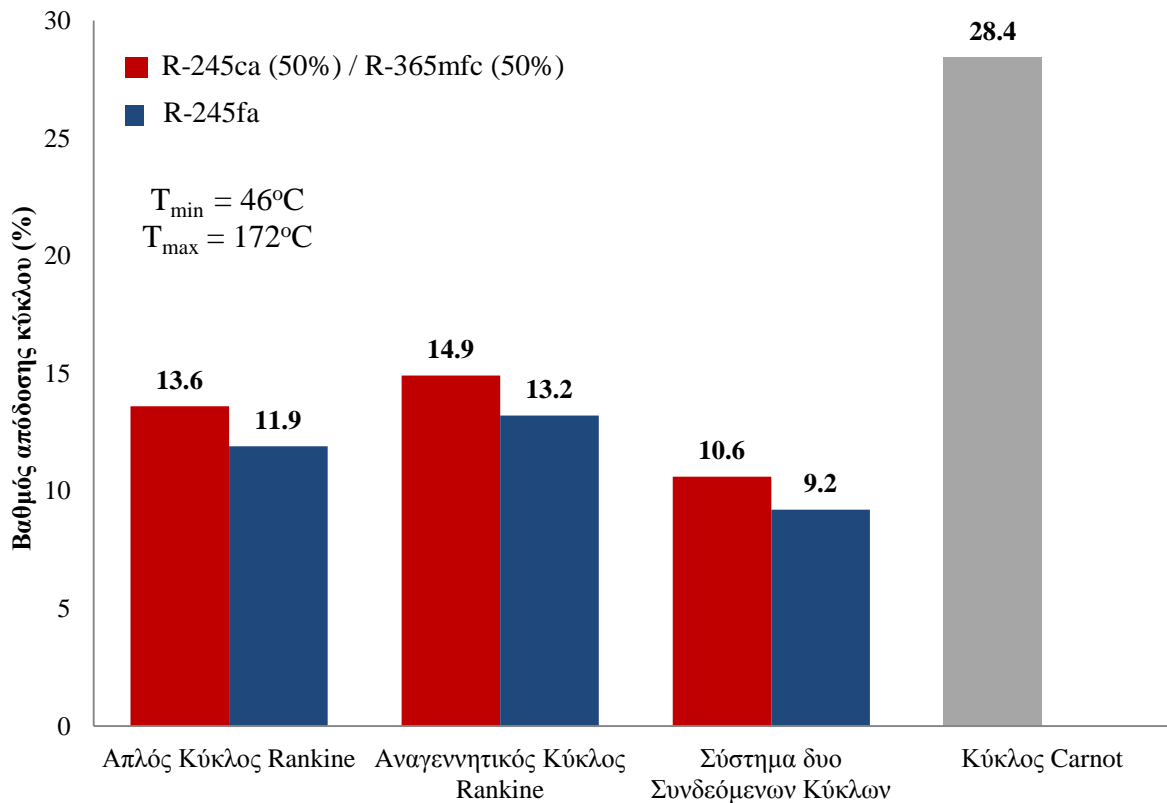
**Πίνακας 4.4.5:** Συγκεντρωτικά Αποτελέσματα της Θεωρίας του Σημείου Σύγκλισης.

Εργαζόμενα Μέσα	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{W}/\dot{m}$ (kJ/kg)	$\dot{Q}_{in}$ (kW)	$\eta_R$ (%)	$\zeta_R$ (%)
<u>Απλός Κύκλος Rankine</u>					
R-245fa	2.087	34,8	17.556	11,9	62,5
R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)	1.802	41,0	13.261	13,6	66,5
<u>Αναγεννητικός Κύκλος Rankine</u>					
R-245fa	2.087	34,8	12.442	13,2	65,1
R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)	1.802	41,0	12.094	14,9	73,5
<u>Σύστημα Δύο Συνδεόμενων Κύκλων Rankine</u>					
R-245fa & R-413a	2.740	20,6	29.643	9,2	44,9
R-245ca (50%) /R-365mfc (50%) & R-413a	2.388	24,5	22.616	10,6	51,1

Σημειώνεται πως στον Πίνακα 4.4.5, η παραγόμενη ισχύς του κύκλου δίνεται από την Εξ. (4.4.1):

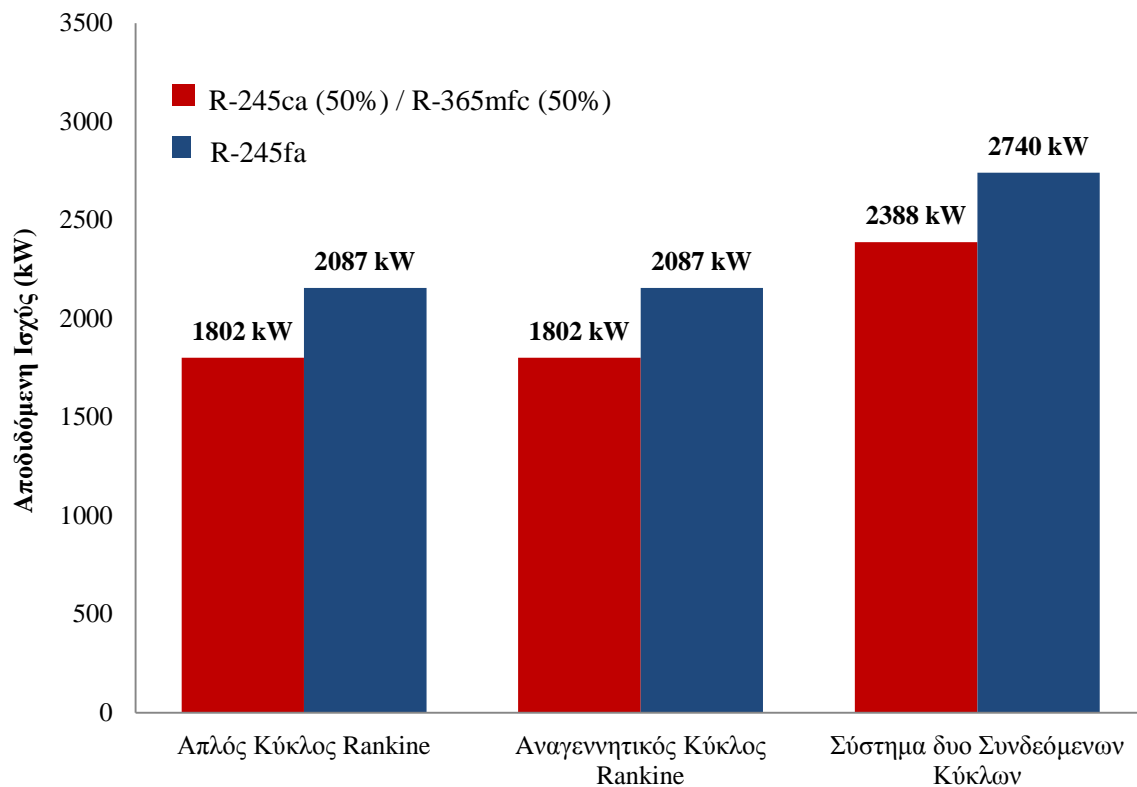
$$\dot{W} = \dot{W}_T - \dot{W}_P - \dot{W}_{aux} \quad (4.4.1)$$

όπου  $\dot{W}_{aux}$  η καταναλισκόμενη από βοηθητικά συστήματα ισχύς, η οποία λαμβάνεται ίση με 8% της καθαρής ισχύος του εκτονωτή.

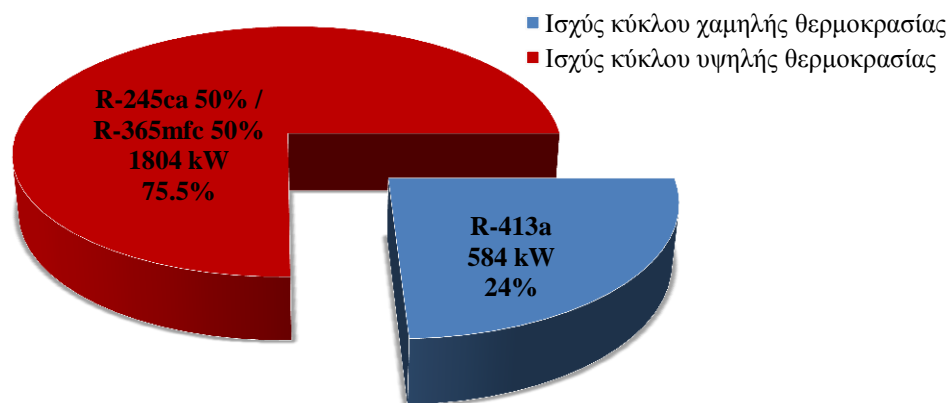


**Σχήμα 4.4.5:** Βαθμοί απόδοσης των κύκλων Rankine του Πίνακα 4.4.5.

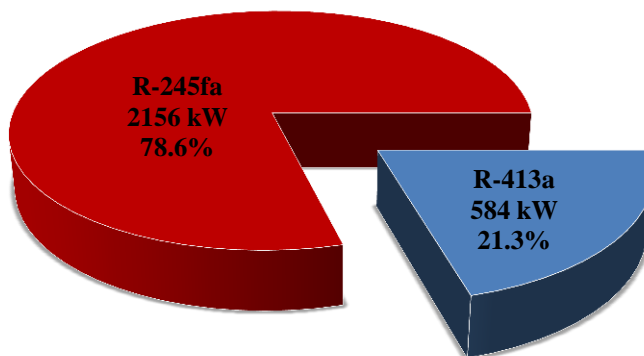




**Σχήμα 4.4.6:** Αποδιδόμενη ισχύς των κύκλων Rankine του Πίνακα 4.4.5.



**Σχήμα 4.4.7:** Ισχύς του κάθε κύκλου για το σύστημα δύο συνδεόμενων κύκλων, με εργαζόμενα μέσα τα ρευστά R-245ca (50%) / R-365mfc (50%) και R-413a.



**Σχήμα 4.4.8:** Ισχύς του κάθε κύκλου για το σύστημα δύο συνδεόμενων κύκλων, με εργαζόμενα μέσα τα ρευστά R-245fa και R-413a.

Προκειμένου να γίνει η τελική επιλογή του συστήματος και του εργαζόμενου μέσου, κρίνεται σκόπιμη και μια θερμο-οικονομική ανάλυση των συστημάτων του Πίνακα 4.4.5, για την οποία είναι απαραίτητη η ανάπτυξη ενός λεπτομερούς μαθηματικού μοντέλου που θα περιγράφει το κάθε στοιχείο του συστήματος ξεχωριστά.

## 5. Θερμο-οικονομική ανάλυση

### 5.1 Εισαγωγή

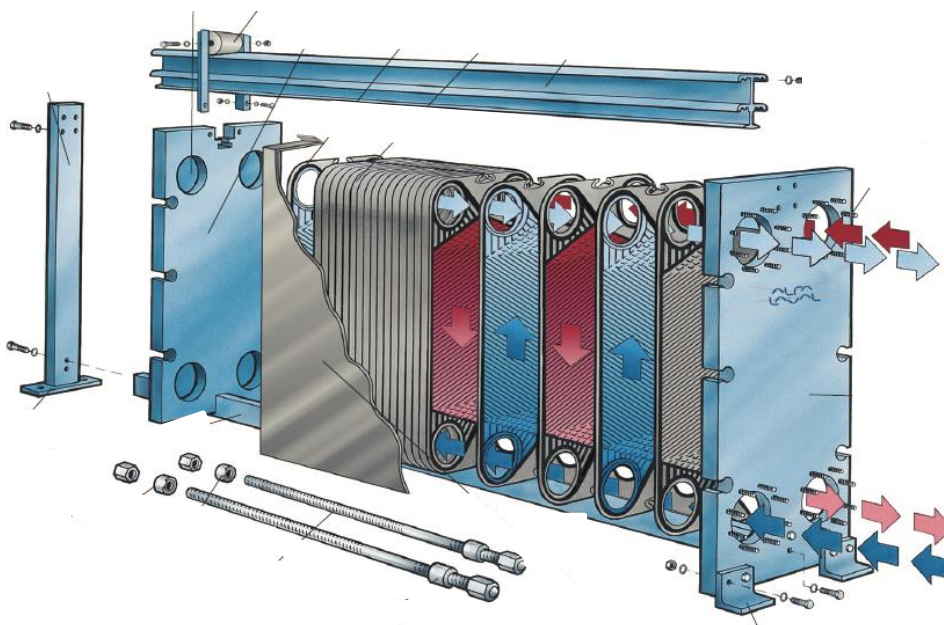
Μετά την προκαταρκτική επιλογή των εργαζόμενων μέσων και συστημάτων είναι απαραίτητη η πιο λεπτομερής μελέτη αυτών, με σκοπό τη τελική επιλογή του συστήματος ανάκτησης θερμότητας. Για τον λόγο αυτό κρίνεται απαραίτητη η μελέτη όλων των στοιχείων του συστήματος ξεχωριστά, με ένα πιο λεπτομερές μαθηματικό μοντέλο προσομοίωσης, όπως παρουσιάζεται στο παρόν κεφάλαιο.

### 5.2 Εναλλάκτες Θερμότητας

Σε βιομηχανικές εφαρμογές χρησιμοποιούνται διάφορες λύσεις για τη μεταφορά θερμότητας, με την πλέον ευρεία εφαρμογή να έχουν οι εναλλάκτες θερμότητας. Οι εναλλάκτες θερμότητας αποτελούν συσκευές που χρησιμοποιούνται για τη μεταφορά της θερμικής ενέργειας μεταξύ δύο ρευστών διαφορετικής θερμοκρασίας και διαδραματίζουν ουσιώδη ρόλο κατά τη διαδικασία ανάκτησης θερμότητας. Είναι εμπορικά διαθέσιμη πληθώρα τύπων εναλλακτών, οι πιο διαδεδομένοι εκ των οποίων είναι:

- Εναλλάκτες δέσμης αυλών και κελύφους (shell-and-tube heat exchangers).
- Πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας (plate heat exchangers).
- Εναλλάκτες πλακών – κελύφους (plate-and-shell heat exchangers)
- Εναλλάκτες θερμότητας αποξεόμενης επιφάνειας (dynamic scraped surface heat exchangers).
- Εναλλάκτες θερμότητας εγκάρσιας ροής (cross-flow heat exchangers).
- Σπειροειδείς εναλλάκτες θερμότητας (spiral heat exchangers).

Στη συγκεκριμένη εγκατάσταση θα χρησιμοποιηθούν πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας, καθότι διαθέτουν σημαντικά πλεονεκτήματα έναντι των άλλων τύπων εναλλακτών. Στο Σχήμα 5.2.1 παρουσιάζεται η διάταξη ενός τυπικού πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας.

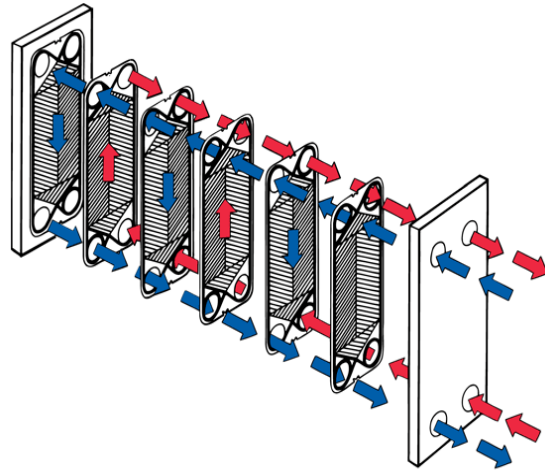


Σχήμα 5.2.1: Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας [Alfalaval].

Οι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας εμφανίστηκαν στο εμπόριο το 1930 και χαρακτηρίζονται ως μια αρκετά συμπαγής κατασκευή, αρκετά μειωμένου όγκου σε σχέση με τους υπόλοιπους τύπους εναλλακτών για δεδομένη θερμοροή. Στον πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας χρησιμοποιούνται μεταλλικές πλάκες κατασκευασμένες από ανοξείδωτο χάλυβα ή τιτάνιο για προστασία από διάβρωση (Σχήμα 5.2.2), οι οποίες είναι υπεύθυνες για την μεταφορά θερμότητας μεταξύ των δύο ρευστών τα οποία ρέουν στο εσωτερικό του εναλλάκτη είτε σε ομοροή, είτε σε αντιροή (Σχήμα 5.2.3). Οι συγκεκριμένοι εναλλάκτες παρουσιάζουν καλή απόδοση και ως συμπυκνωτές και ως εξατμιστές.



**Σχήμα 5.2.2:** Μεταλλική πλάκα εναλλακτών θερμότητας πλακοειδούς μορφής [Alfalaval].



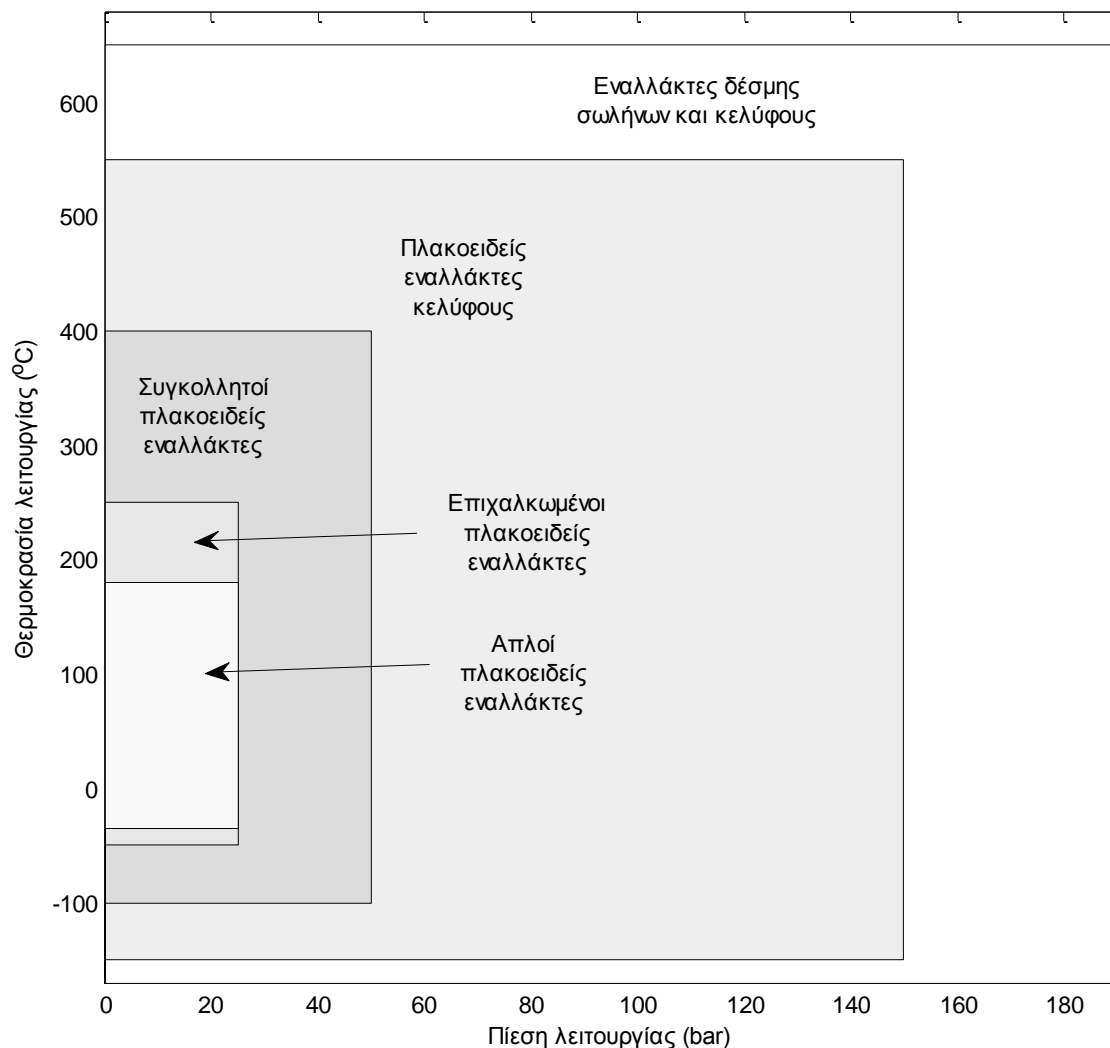
**Σχήμα 5.2.3:** Ροή ρευστών στο εσωτερικό του εναλλάκτη [Alfalaval].

Εν συντομία, τα σημαντικότερα πλεονεκτήματα που παρουσιάζουν είναι [Minea (2012)] :

- Μικρό μέγεθος.
- Χαμηλή τιμή.
- Αυξημένη αντίσταση στον σχηματισμό ακαθαρσιών.
- Εύκολη συντήρηση.
- Ικανότητα αλλαγής της επιφάνειας συναλλαγής μέσω προσθήκης ή αφαίρεσης μεταλλικών πλακών.

Παρ' όλα τα πλεονεκτήματα που παρουσιάζουν έναντι των άλλων εναλλακτών θερμότητας, η χρήση τους έχει και κάποια μειονεκτήματα. Κύριο πρόβλημα αποτελεί η σχετικά υψηλή ταχύτητα ροής των ρευστών στο εσωτερικό του εναλλάκτη, η οποία συνεπάγεται και σχετικά μεγάλες πτώσεις πίεσης, γεγονός το οποίο είναι ανεπιθύμητο. Για την αποδοτικότερη εκμετάλλευση της θερμότητας που απορρέει από το θερμό ρευστό είναι καλύτερο οι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας να λειτουργούν κατά αντιροή, καθότι οποιαδήποτε άλλη διάταξη οδηγεί σε μείωση της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς των δυο ρευστών (Εξ. 1.2.12), με αποτέλεσμα τη μείωση του βαθμού εκμετάλλευσης του εναλλάκτη.

Στο Σχήμα 5.2.4 παρουσιάζονται τα όρια λειτουργίας διαφορετικών τύπων εναλλακτών θερμότητας.



**Σχήμα 5.2.4:** Λειτουργικά επίπεδα εναλλακτών θερμότητας [Minea (2012)].

Από το Σχήμα 5.2.4 είναι εμφανές πως τα όρια λειτουργίας των απλών (και πλέον οικονομικών) πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας υπερκαλύπτουν τις λειτουργικές συνθήκες του συστήματος OKR, όπως αυτές ορίστηκαν στο Εδάφιο 4.3.2, καθιστώντας τους πλέον κατάλληλους για χρήση στο υπό μελέτη σύστημα.

Το μαθηματικό μοντέλο των εναλλακτών θερμότητας βασίζεται στη μέθοδο LMTD για εναλλάκτες αντιρροής [Quoilin (2010), (2011c), Minea (2012), Κακάτσιος (2006)].

Η θερμορροή στο εσωτερικό ενός εναλλάκτη θερμότητας δίνεται από την Εξ. (5.2.1):

$$\dot{Q} = U A_{ex} \Delta T_{lm} \quad (5.2.1)$$

όπου:

- $U$  ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη
- $A_{ex}$  επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας
- $\Delta T_{lm}$  μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας.

Ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ( $U$ ) των εναλλακτών δίνεται από την Εξ. (5.2.2):

$$U = \left( \frac{1}{h_{\text{hot}}} + \frac{1}{h_{\text{cold}}} + \frac{t}{\lambda} + \sum R_f \right)^{-1} \quad (5.2.2)$$

όπου:

- $h_{\text{hot}}$  συντελεστής ειδικής συναγωγιμότητας του θερμού ρευστού του εναλλάκτη  
 $h_{\text{cold}}$  συντελεστής ειδικής συναγωγιμότητας του ψυχρού ρευστού του εναλλάκτη  
 $t$  πάχος πλακών του εναλλάκτη  
 $\lambda$  συντελεστής θερμικής συναγωγιμότητας του υλικού κατασκευής του εναλλάκτη  
 $R_f$  θερμική αντίσταση λόγω επικαθήσεων.

Οι συντελεστές ειδικής συναγωγιμότητας αποτελούν συναρτήσεις της θερμικής αγωγιμότητας του ρευστού, του αριθμού Nusselt και της υδραυλικής διαμέτρου του εναλλάκτη, και δίνονται από την Εξ. (5.1.3) [Rohsenow (1985)]:

$$h_i = \begin{cases} Nu_i \frac{\lambda_i}{D_H}, & \text{στρωτή ροή} \\ 0,74 c_p G Re_{\text{ave}}^{-0,62} Pr^{-2/3} \left( \frac{\mu_{\text{avT}}}{\mu_w} \right), & \text{τυρβώδης ροή} \end{cases} \quad (5.2.3)$$

όπου:

- $i$  cold, hot  
 $Nu_i$  αριθμός Nusselt, ο οποίος δίνεται από την Εξ. (5.2.4)  
 $\lambda_i$  συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του ρευστού  
 $G$  Πυκνότητα παροχής μάζας του ρευστού στο εσωτερικό του εναλλάκτη, σύμφωνα με την Εξ. (5.2.5)  
 $\mu_{\text{avT}}$  δυναμικό ιξώδες του ρευστού στη μέση θερμοκρασία στο εσωτερικό του εναλλάκτη  
 $\mu_{\text{wall}}$  δυναμικό ιξώδες του ρευστού στη θερμοκρασία της επιφάνειας συναλλαγής μεταξύ δυο πλακών  
 $Pr$  αριθμός Prandtl του ρευστού  
 $Re_{\text{ave}}$  αριθμός Reynolds, ο οποίος δίνεται από την Εξ. (5.2.6)  
 $D_H$  υδραυλική διάμετρος του εναλλάκτη, η οποία δίνεται από την Εξ. (5.2.7).

$$Nu = 0.25 Re_{\text{av}}^{0,65} Pr^{0,4} \quad (5.2.4)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (5.2.5)$$

$$Re_{\text{av}} = \frac{D_H G}{\mu_{\text{av}}} \quad (5.2.6)$$

$$D_H = \frac{4A}{\Pi} \quad (5.2.7)$$

όπου:

A εμβαδόν επιφάνειας ροής του ρευστού μεταξύ των δύο πλακών, σύμφωνα με την Εξ. (5.2.8)

Π περίμετρος της επιφάνειας ροής του ρευστού, σύμφωνα με την Εξ. (5.2.9)

$$A = b L_w \quad (5.2.8)$$

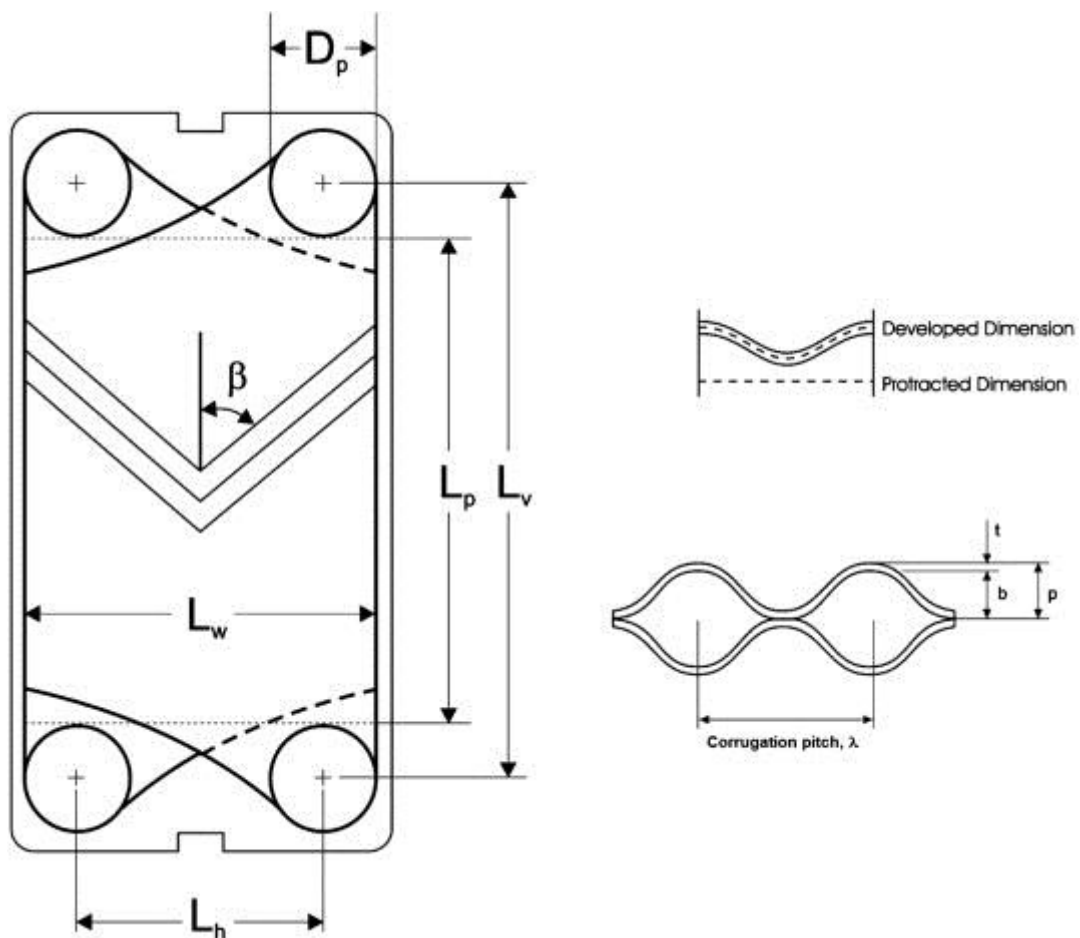
$$\Pi = 2(b + L_w \varphi) \quad (5.2.9)$$

όπου:

b,  $L_w$  σύμφωνα με το Σχήμα 5.2.5

$\varphi$  συντελεστής μεγέθυνσης επιφάνειας, σύμφωνα με την Εξ. (5.2.10)

$$\varphi = L_w L_p = (L_h + D_p) (L_v - D_p) \quad (5.2.10)$$

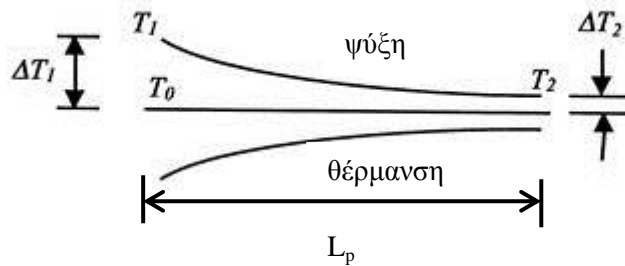


Σχήμα 5.2.5: Σχεδιαστικά στοιχεία των πλακών του εναλλάκτη θερμότητας [Nikhil and Lawankar (2012)].

Σημειώνεται πως η θερμοκρασία της επιφάνειας συναλλαγής μεταξύ δυο πλακών ( $T_0$ ), για τον υπολογισμό του δυναμικού ιξώδους  $\mu_w$  της Εξ. (5.2.3), υπολογίζεται μέσω της Εξ. (5.2.11) [Sprakovszky (2009)]:

$$\frac{T_0 - T_2}{T_0 - T_1} = e^{-\frac{\pi k D_H L_p}{\dot{m} c_p}} \quad (5.2.11)$$

όπου  $T_0, T_1, T_2$  σύμφωνα με το Σχήμα 5.2.6



**Σχήμα 5.2.6:** Θερμοκρασιακή κατανομή των ρευστών κατά μήκος μιας πλάκας του εναλλάκτη θερμότητας [Sprakovszky (2009)].

Η πτώση πίεσης του εργαζόμενου μέσου στο εσωτερικό των εναλλακτών θερμότητας θα υπολογιστεί από την Εξ. (5.2.12):

$$\Delta p = \frac{2fG^2L_p}{\rho D_H} \quad (5.2.12)$$

όπου:

$f$  συντελεστής τριβής, ο οποίος υπολογίζεται μέσω της Εξ. (5.2.13)

$\rho$  πυκνότητα του ρευστού στο εσωτερικό του εναλλάκτη

$G$  πυκνότητα παροχής μάζας του ρευστού στο εσωτερικό του εναλλάκτη, Εξ. (5.2.5).

$$f = 2,5/Re_{av}^{0,3} \quad (5.2.13)$$

Η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας για εναλλάκτη αντιρροής υπολογίζεται μέσω της Εξ. (5.2.14):

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hot,in} - T_{cold,out}) - (T_{hot,out} - T_{cold,in})}{\ln\left(\frac{T_{hot,in} - T_{cold,out}}{T_{hot,out} - T_{cold,in}}\right)} \quad (5.2.14)$$

Τέλος, η επιφάνεια συναλλαγής υπολογίζεται μέσω της Εξ. (5.2.15):

$$A_{ex} = (N_p - 2)L_W L_V \quad (5.2.15)$$

όπου:

$N_p$  ο αριθμός των πλακών του εναλλάκτη

$L_W, L_V$  σύμφωνα με το Σχήμα 5.2.5.



### 5.3 Εκτονωτής

Δεδομένου πως ο εκτονωτής επηρεάζει άμεσα την απόδοση του συστήματος, αποτελεί ένα κρίσιμο στοιχείο ενός θερμοδυναμικά και οικονομικά αποδοτικού OKR.

Για τους OKR έχουν προταθεί αρκετοί τύποι εκτονωτών, ο καθένας εκ των οποίων παρουσιάζει διάφορα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα. Ενδεικτικά, στον Πίνακα 5.3.1 παρουσιάζονται βιβλιογραφικές αναφορές και τα χαρακτηριστικά των επιλεγμένων σε αυτές εκτονωτών.

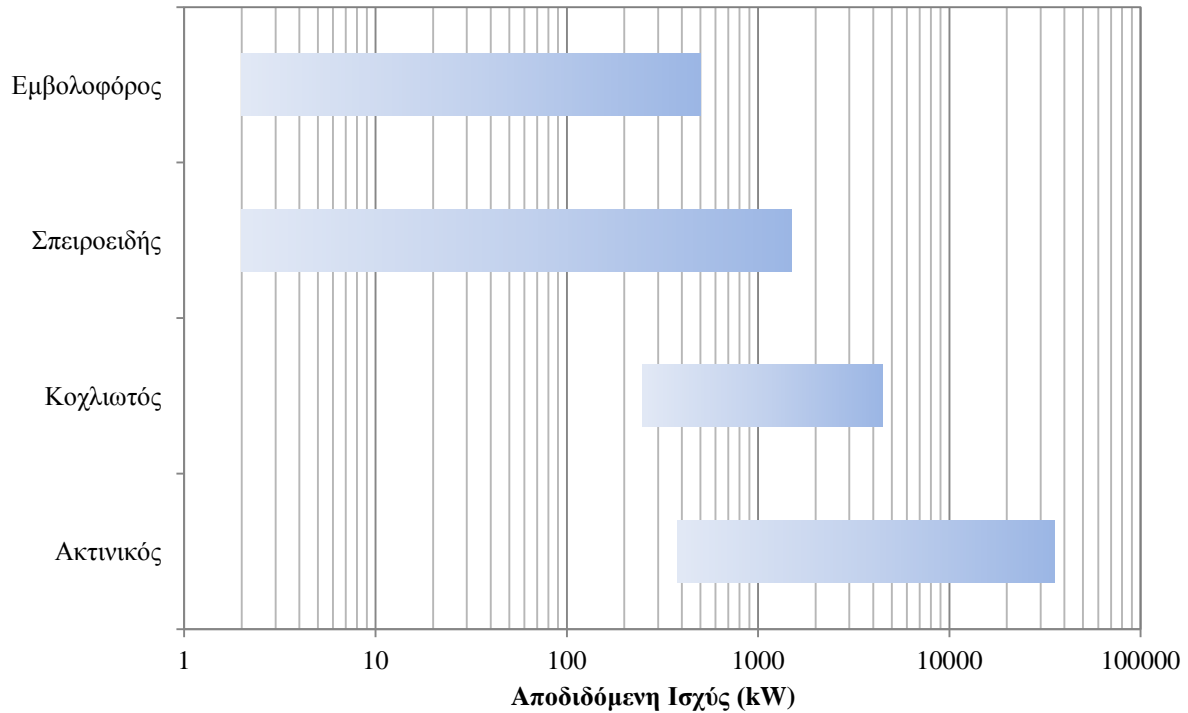
**Πίνακας 5.3.1:** Κύρια χαρακτηριστικά εκτονωτών στην επιστημονική βιβλιογραφία.

Τύπος εκτονωτή	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης (%)	Ταχύτητα Περιστροφής (rpm)	Λόγος εκτόνωσης ( $p_{in}/p_{out}$ )	Πηγή
Στρόβιλος ακτινικής ροής	48	17.000	4	Yamamoto (2001)
Στρόβιλος ακτινικής ροής	49,8	65.000	3,45	Nguyen (201)
Στρόβιλος ακτινικής ροής	70 – 85	15.000 – 30.000	4,8	Inoue (2007)
Σπειροειδής	60	1740 – 2340	3,66	Guangbin (2010)
Σπειροειδής	67 – 83	3670	8,8 – 3,1	Mathias (2009)
Σπειροειδής	45 – 50	600 – 1400	3,28 – 3,87	Peterson (2008)
Σπειροειδής	53,8	1000 – 1400	10,54 – 11,5	Kim (2007)
Σπειροειδής	40 – 65	300 – 390	5,6	Manolakos (2007)
Σπειροειδής	42,5 – 67	1771 – 2660	2,75 – 5,4	Lemort (2009)
Σπειροειδής	45 – 71	1700 – 2800	2 – 5,7	Lemort (2012)
Κοχλιωτός	26 – 40	400 – 2900	5	Wang (2011)
Κοχλιωτός	48 – 76	1300 – 3600	2,11	Smith (2000)
Εμβολοφόρος	10,5	114	2,1	Baek (2005)
Εμβολοφόρος	62	306	2,4	Zhang (2007)

Στο Σχήμα 5.3.1 παρουσιάζεται το εύρος ισχύος των τύπων εκτονωτών που παρουσιάστηκαν στον Πίνακα 5.3.1.

Από τις διαθέσιμες πληροφορίες στη διεθνή επιστημονική βιβλιογραφία, τα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα του κάθε τύπου εκτονωτή παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.3.2.

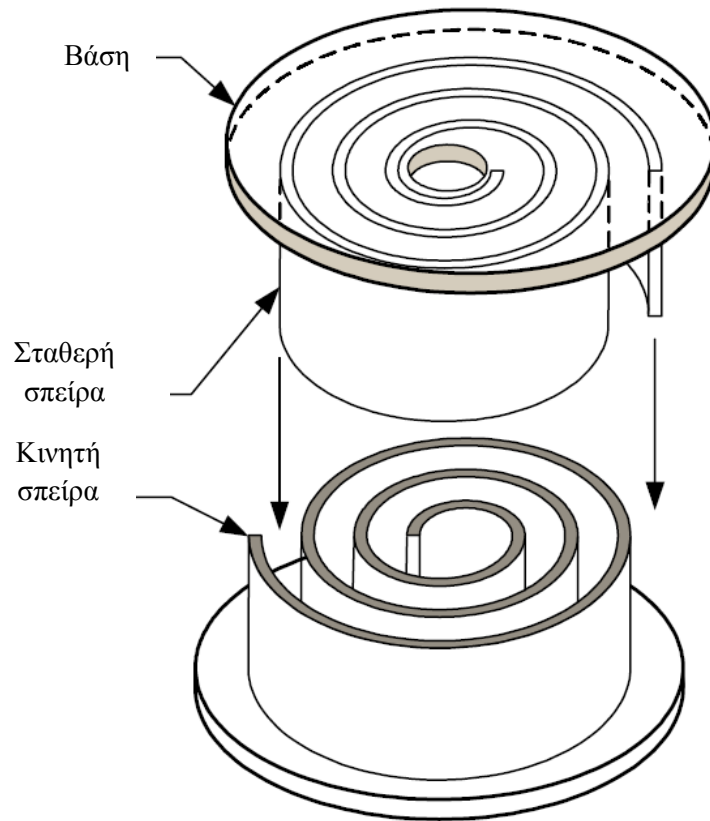
Δεδομένων των θετικών και αρνητικών στοιχείων που παρουσιάζουν τα εμπορικά διαθέσιμα είδη εκτονωτών, για τα υπό μελέτη συστήματα ως μηχανή παραγωγής έργου επιλέγεται ο σπειροειδής ή κοχλιωτός εκτονωτής, σύμφωνα με την παραγόμενη ισχύ του κάθε συστήματος. Εκτός των πλεονεκτημάτων που παρουσιάζει η χρήση των συγκεκριμένων τύπων εκτονωτών, σύμφωνα με τον Πίνακα 5.3.2, οι σπειροειδείς και κοχλιωτοί εκτονωτές είναι αρκετά συμπαγείς και λειτουργούν αποδοτικά και χωρίς τη δημιουργία σημαντικών φθορών ακόμα και χωρίς λίπανση [Zhaο (2013)]. Τέλος, λόγω του μικρού αριθμού κινητών μερών σε σχέση με τους υπόλοιπους εκτονωτές, παρουσιάζουν υψηλή αξιοπιστία, μειωμένο θόρυβο και χαμηλό επίπεδο δονήσεων [Παπαϊωάννου (2011)].



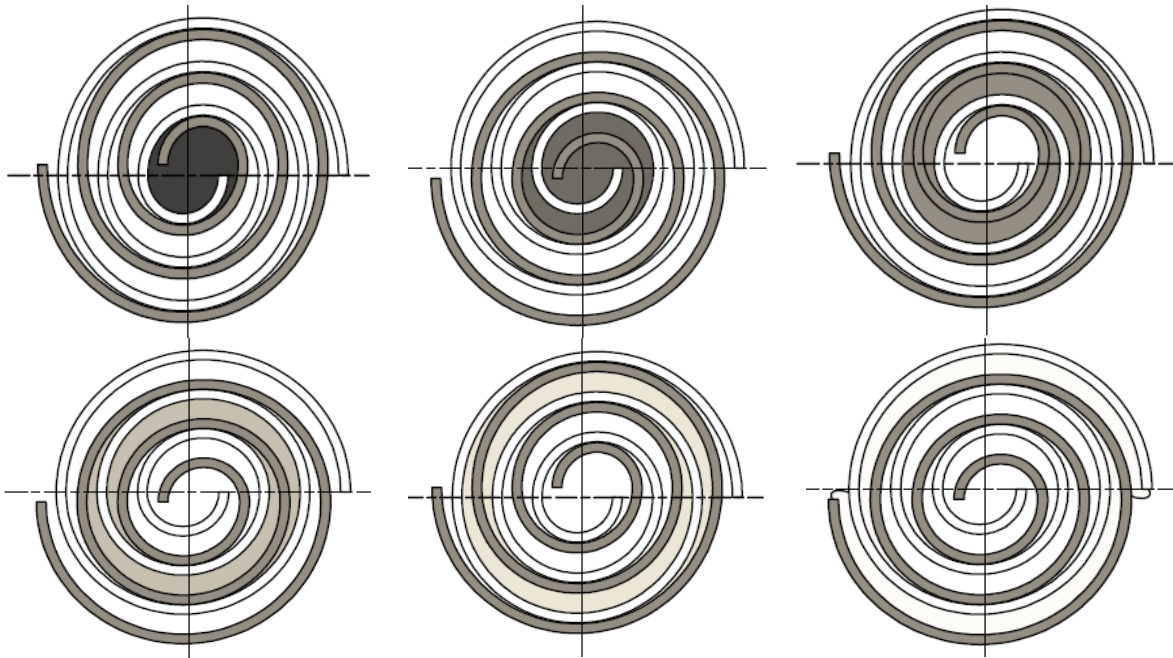
**Σχήμα 5.3.1:** Εύρος ισχύος των διαφόρων τύπων εκτονωτών [Quoilin and Lemort (2009b)].

**Πίνακας 5.3.2:** Πλεονεκτήματα – μειονεκτήματα διάφορων τύπων εκτονωτών.

Τύπος εκτονωτή	Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
Στρόβιλος ακτινικής ροής	Υψηλή απόδοση στο σημείο σχεδιασμού Χαμηλό βάρος	Υψηλό κόστος Χαμηλή απόδοση κατά τη λειτουργία σε σημεία εκτός σχεδιασμού Μη επιτρεπτή εκτόνωση στη διαφασική περιοχή
Σπειροειδής εκτονωτής	Υψηλή απόδοση Χαμηλό κόστος Χαμηλό βάρος Λειτουργία στη διαφασική περιοχή	Πολύπλοκη γεωμετρία
Κοχλιωτός εκτονωτής	Λειτουργία στη διαφασική περιοχή Υψηλή απόδοση κατά τη λειτουργία σε σημεία εκτός σχεδιασμού	Απαιτήσεις λίπανσης Σχετικά πολύπλοκη κατασκευή (αυξημένου κόστους) Διαρροές
Εμβολοφόρος εκτονωτής	Υψηλός λόγος εκτόνωσης Καλή απόδοση σε διαφορετικές λειτουργικές συνθήκες Δυνατότητα λειτουργίας στη διαφασική περιοχή	Πολλά κινούμενα μέρη Υψηλές απαιτήσεις συντήρησης Αυξημένο βάρος



**Σχήμα 5.3.2:** Εσωτερική μορφή σπειροειδούς εκτονωτή [Carrier (2004)].



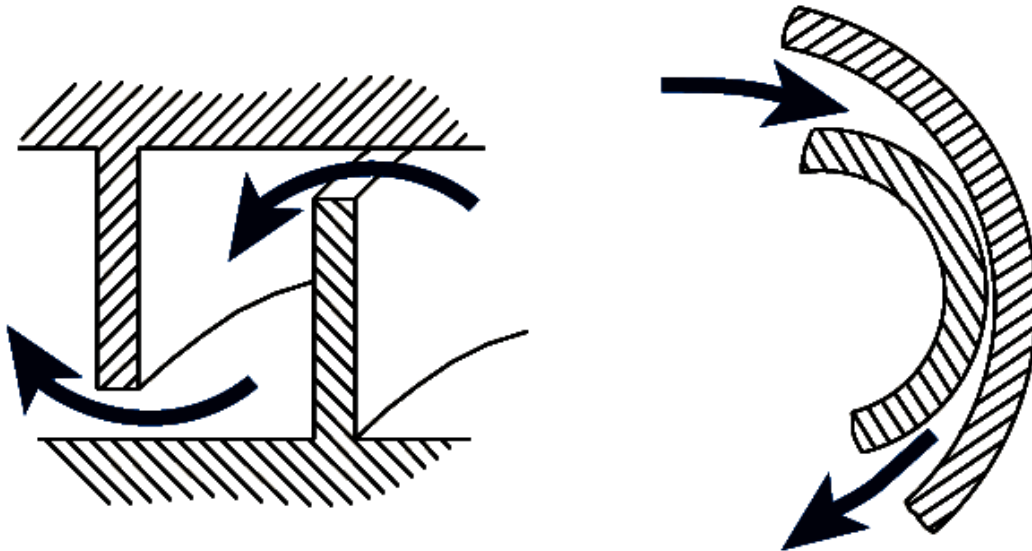
**Σχήμα 5.3.3:** Αρχή λειτουργίας σπειροειδούς εκτονωτή [Quoilin (2007)].

Οι σπειροειδείς εκτονωτές αποτελούνται από δυο σπείρες (Σχήμα 5.3.2), η μία εκ των οποίων παραμένει ακίνητη καθ' όλη τη διάρκεια της εκτόνωσης, ενώ η άλλη διατηρεί

έκκεντρη τροχιά. Σε κατάσταση εκτόνωσης το ρευστό ρέει από το κέντρο του εκτονωτή προς την περιφέρεια, με αποτέλεσμα την αύξηση του όγκου του (Σχήμα 5.3.3).

Ας σημειωθεί πως οι σπειροειδείς εκτονωτές παρουσιάζουν δυο τύπους διαρροών, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 5.3.4:

- Ακτινική διαρροή, η οποία οφείλεται στο κενό που δημιουργείται μεταξύ των πλευρών των δυο σπειρών.
- Αξονική διαρροή, η οποία παρουσιάζεται λόγω του κενού που δημιουργείται μεταξύ των άκρων της κινητής και της σταθερής σπείρας.



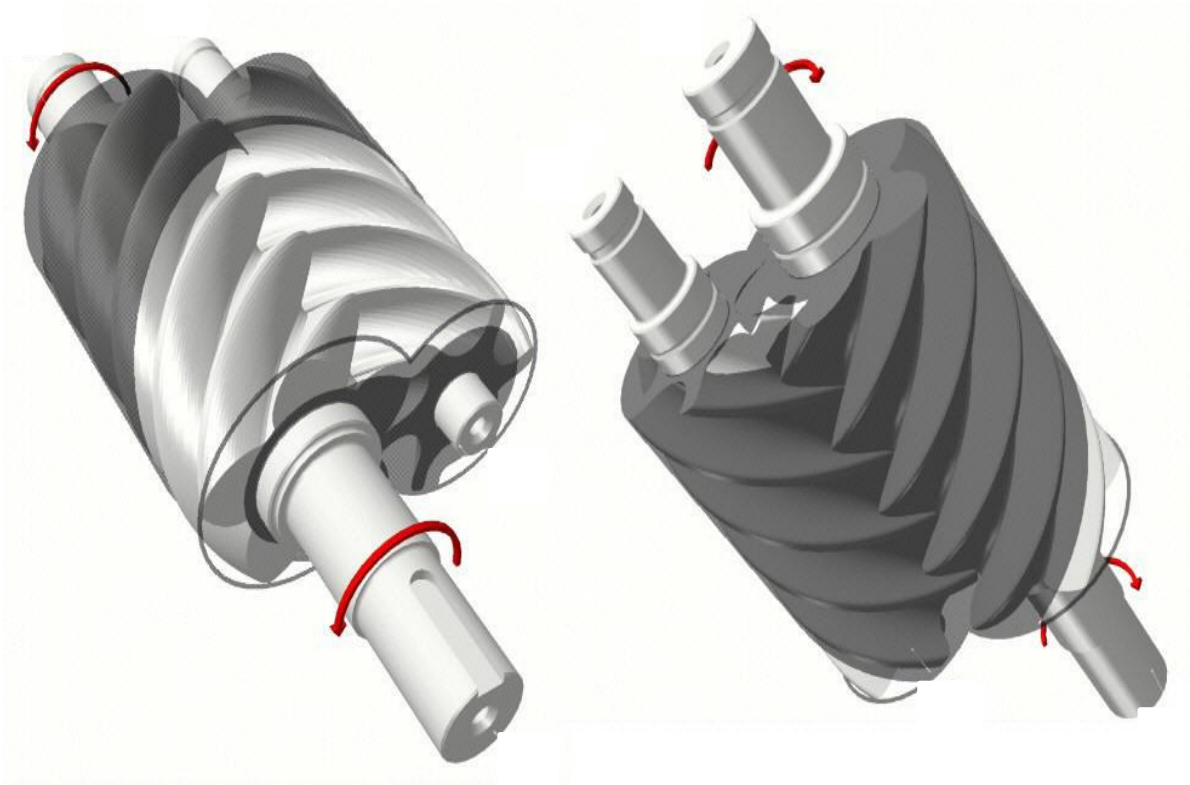
Σχήμα 5.3.4: Αξονική και ακτινική διαρροή σπειροειδούς εκτονωτή [Carrier (2004)].

Οι κοχλιωτοί εκτονωτές συναντώνται συχνά σε συστήματα κλιματισμού. Ο εκτονωτής αποτελείται από δύο περιστρεφόμενους σπειροειδείς οδοντωτούς τροχούς, κατασκευασμένους έτσι ώστε να εφάπτονται μεταξύ τους (Σχήμα 5.3.5). Εξαιτίας της καθαρά περιστροφικής κίνησης, επιτυγχάνεται εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου χωρίς την παρουσία ταλαντώσεων, καθιστώντας το σύστημα πιο αποδοτικό από άποψης φθοράς και θορύβων, και αξιόπιστο.

Επιπλέον, οι κοχλιωτοί εκτονωτές παρουσιάζουν υψηλή αποδιδόμενη ισχύ ανά μονάδα όγκου, καθώς οι διαστάσεις τους είναι σημαντικά μικρότερες, συγκριτικά με άλλους τύπους εκτονωτών, για την ίδια αποδιδόμενη ισχύ.

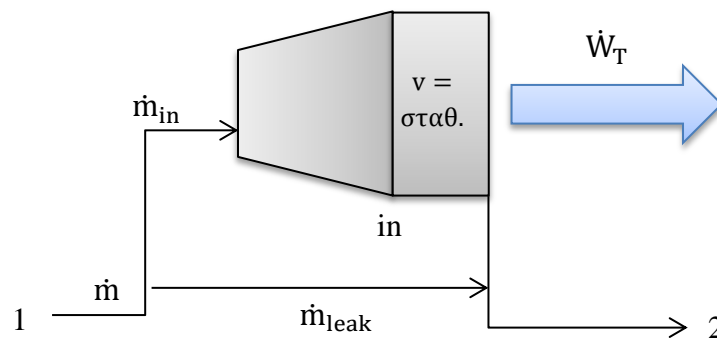
Οι σπειροειδείς και κοχλιωτοί εκτονωτές, όπως και όλες οι μηχανές θετικής εκτόπισης, διατίθενται στο εμπόριο από τους κατασκευαστές για δεδομένο λόγο εκτόνωσης (ως λόγος εκτόνωσης ορίζεται το πηλίκο της πίεσης εισόδου του ρευστού στον εκτονωτή προς την πίεση εξόδου του ρευστού από αυτόν). Το γεγονός αυτό επηρεάζει το συνολικό έργο που παράγεται από τον εκτονωτή, καθότι μπορεί να οδηγήσει σε υπό-εκτόνωση ή υπέρ-εκτόνωση του ρευστού που ρέει στο εσωτερικό του. Πιο συγκεκριμένα:

- Υπό-εκτόνωση: Πραγματοποιείται όταν ο λόγος εκτόνωσης για τον οποίο έχει κατασκευαστεί ο εκτονωτής είναι μικρότερος από τον λόγο εκτόνωσης του συστήματος στο οποίο πρόκειται αυτός να εγκατασταθεί.
- Υπέρ-εκτόνωση: Λαμβάνει χώρα κατά την αντίθετη περίπτωση, δηλαδή όταν ο λόγος εκτόνωσης για τον οποίο έχει κατασκευαστεί ο εκτονωτής είναι μεγαλύτερος από το λόγο εκτόνωσης του συστήματος στο οποίο πρόκειται αυτός να εγκατασταθεί.



**Σχήμα 5.3.5:** Εσωτερική μορφή κοχλιωτού εκτονωτή [Smith (2010)].

Λόγω του δεδομένου λόγου εκτόνωσης, η διεργασία της εκτόνωσης θα χωριστεί σε δυο διαφορετικά βήματα κατά την ανάπτυξη της μαθηματικής μοντελοποίησης των εκτονωτών, όπως αυτή παρουσιάζεται στη συνέχεια, σε συμφωνία με τη διεθνή βιβλιογραφία [Quoilin (2009b), (2011)].



**Σχήμα 5.3.6:** Μαθηματικό μοντέλο εκτονωτή [Quoilin (2010)].

Μη ισεντροπική εκτόνωση:  $w_1 = h_1 - h_{in}$  (5.3.1)

Ισόχωρη εκτόνωση:  $w_2 = v_{in} (p_{in} - p_2)$  (5.3.2)

όπου:

$w_2 > 0$  στην περίπτωση υπο-εκτόνωσης  
 $w_2 < 0$  στην περίπτωση υπερ-εκτόνωσης.

Οι διάφορες διαρροές, πτώσεις πίεσης, και απώλειες λόγω τριβών που παρουσιάζονται στο εσωτερικό του εκτονωτή, λαμβάνονται υπ' όψιν στο μηχανικό βαθμό απόδοσης  $\eta_{\text{mech}}$ . Συνεπώς, το συνολικό έργο που παράγεται από τον εκτονωτή είναι:

$$\dot{W}_T = \dot{m} (w_1 + w_2) \eta_m \quad (5.3.3)$$

Τέλος, η ειδική ενθαλπία στην έξοδο του εκτονωτή, υπολογίζεται από τη Εξ. (5.3.4):

$$h_2 = h_1 + (h_2' - h_1) \eta_T \quad (5.3.4)$$

όπου  $\eta_T$  ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή, ο οποίος θεωρείται σταθερός καθ' όλη τη διεργασία της εκτόνωσης.

## 5.4 Τροφοδοτική Αντλία

Η τροφοδοτική αντλία του συστήματος χαρακτηρίζεται από ένα σταθερό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης  $\eta_p$ , οποίος δίνεται από την Εξ. (5.4.1):

$$\eta_p = \frac{\Delta h_{s,p}}{\Delta h_p} = \frac{v_{in} (p_{out} - p_{in})}{h_{out} - h_{in}} \quad (5.4.1)$$

Το μαθηματικό μοντέλο του συστήματος στο σύνολό του προκύπτει μέσω της σύνδεσης των μοντέλων του κάθε στοιχείου που παρουσιάστηκαν στα Εδάφια 5.2 – 5.4.

## 5.5 Στοιχεία Οικονομικής Ανάλυσης

Το κόστος (σε €) των στοιχείων που απαρτίζουν τον OKR δίνεται από τις Εξ. (5.5.1) - (5.5.7), οι οποίες βασίζονται στις τιμές του εμπορίου κατά το έτος 2011 [Quoilin (2011), Rowshanzadeh (2008)].

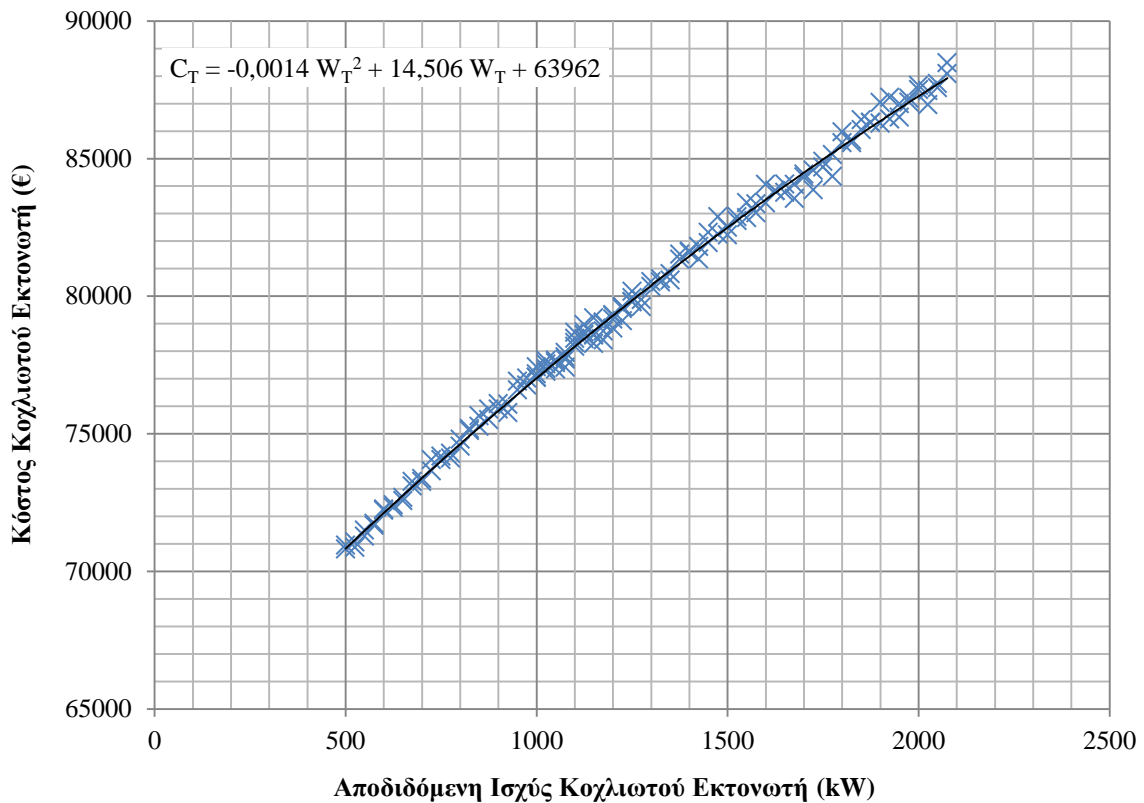
Σπειροειδής Εκτονωτής:

$$C_{Ta} = c_{Ta,1} + \dot{V}_1 c_{Ta,2} \quad (5.5.1)$$

όπου  $\dot{V}_1$  ο ειδικός όγκος στην κατάσταση 1 σύμφωνα με το Σχήμα 5.3.4.

Κοχλιωτός Εκτονωτής:

Σημειώνεται πως, δεδομένης της έλλειψης εξισώσεων που δίνουν το κόστος ενός κοχλιωτού εκτονωτή, μετά από λήψη διαθέσιμων στοιχείων από διεθνείς κατασκευαστές κοχλιωτών εκτονωτών [Feihe, HeliexPower, Electrathern], προέκυψε η Εξ. (5.5.2), σύμφωνα με το Σχήμα 5.5.1.



*Σχήμα 5.5.1: Κόστος κοχλιωτού εκτονωτή.*

$$C_{Tb} = c_{Tb,1} + \dot{W}_T c_{Tb,2} + \dot{W}_T^2 c_{Tb,3} \quad (5.5.2)$$

Πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας:

$$C_{HEX} = c_{HEX,1} + A c_{HEX,2} \quad (5.5.3)$$

όπου  $A$  η επιφάνεια συναλλαγής του εναλλάκτη.

Τροφοδοτική αντλία:

$$C_P = c_P \left( \frac{\dot{W}_p}{300} \right)^{0.25} \quad (5.5.4)$$

όπου  $\dot{W}_p$  το έργο που καταναλίσκει η τροφοδοτική αντλία.

Σωληνώσεις:

$$C_{Pipes} = ( c_{Pipes,1} + c_{Pipes,2} d_{pipe} ) L_{pipe} \quad (5.5.5)$$

όπου  $d_{pipe}$  η διάμετρος των σωληνώσεων και  $L_{pipe}$  το αντίστοιχο μήκος.

Εργαζόμενο Μέσο:

$$C_{W.FI.} = \dot{m} c_{W.FI.} \quad (5.5.6)$$

όπου  $\dot{m}$  η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου

Σύστημα ελέγχου:

$$C_{C.sys} = \begin{cases} 1000 \text{ €}, & \text{απλός κύκλος} \\ 1300 \text{ €}, & \text{αναγεννητικός κύκλος} \\ 1700 \text{ €}, & \text{δύο συνδεδεμένοι κύκλοι} \end{cases} \quad (5.5.7)$$

Λοιπά Κόστη:

$$C_{Misc.} = 1000 \text{ €} \quad (5.5.8)$$

Κόστος εργασίας εγκατάστασης:

$$C_{Labor} = 0.3 TCC \quad (5.5.9)$$

όπου TCC το συνολικό κόστος των εξαρτημάτων του συστήματος, που προκύπτει ως το άθροισμα των Εξ. (5.5.1) – (5.5.8).

Η Εξ. (5.5.9) χρησιμοποιείται στην επιστημονική βιβλιογραφία για συστήματα οργανικών κύκλων Rankine σε εγκαταστάσεις στεριάς. Ελλείπει άλλων στοιχείων, χρησιμοποιείται και στην παρούσα μελέτη, με την παραδοχή πως ισχύει και για ναυτικές εγκαταστάσεις.

Οι τιμές των συντελεστών  $c_i$  που εμφανίζονται στις Εξ. (5.5.1) – (5.5.8) παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.5.1.

**Πίνακας 5.5.1:** Συντελεστές κόστους κτήσεως των στοιχείων του συστήματος.

$c_{Ta,1}$	1250.125	€	$c_{Ta,2}$	945	€/m <sup>3</sup> /sec
$c_{Tb,1}$	63,962	€	$c_{Tb,2}$	14,506	€/kW
$c_{Tb,3}$	63,962	€/kW <sup>2</sup>			
$c_{HEX,1}$	1500	€	$c_{HEX,2}$	2185	€/m <sup>2</sup>
$c_p$	3340	€/W <sup>0.25</sup>	$c_{W.Fl.}$	500	€/kg/sec
$c_{Pipes,1}$	3,35	€/m	$c_{Pipes,2}$	0,78	€/m <sup>2</sup>

Ας σημειωθεί πως η διάμετρος των σωληνώσεων υπολογίστηκε με βάση τις συνήθεις ταχύτητες των ρευστών σε ανάλογες εγκαταστάσεις, σύμφωνα με τον Πίνακα 5.5.2 [Quoilin (2011)], και μέσω της Εξ. (5.5.10):

$$u = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi d_i^2}{4}} \quad (5.5.10)$$

όπου  $\dot{V}$  η παροχή όγκου του ρευστού στο εσωτερικό των σωληνώσεων.

Τέλος, το μήκος των σωληνώσεων δίνεται από τον Πίνακα 5.5.3, ο οποίος ελλείπει άλλων στοιχείων, προέκυψε από κατάλληλη προσαύξηση αντίστοιχων δεδομένων στη διεθνή βιβλιογραφία [Quoilin (2011)].



**Πίνακας 5.5.2: Συνήθειες ταχύτητες ρευστών στο εσωτερικό των σωληνώσεων.**

Μεταξύ συμπυκνωτή και αντλίας	$u_1 = 0,6 \text{ m/s}$
Μεταξύ εξατμιστή και εκτονωτή	$u_2 = 10 \text{ m/s}$
Μεταξύ εκτονωτή και συμπυκνωτή	$u_3 = 12 \text{ m/s}$

**Πίνακας 5.5.3: Μήκος σωληνώσεων.**

Απλός Κύκλος	
Ατμός υψηλής πίεσης	3 m
Ατμός χαμηλής πίεσης	1,5 m
Υγρό	1,5 m
Αναγεννητικός κύκλος	
Ατμός υψηλής πίεσης	3 m
Ατμός χαμηλής πίεσης	2,5 m
Υγρό	2,5 m

Δεδομένου του λειτουργικού προφίλ της κύριας μηχανής, όπως παρουσιάστηκε στην Ενότητα 4.2, είναι δυνατός ο υπολογισμός του καυσίμου που αποφεύγεται ετησίως χάρη στο σύστημα του οργανικού κύκλου Rankine, μέσω της Εξ. (5.5.11):

$$C_f = c_f \text{ SFOC} \sum_i \dot{W}_{R,i} H_i \quad (5.5.11)$$

όπου:

$c_f$  ειδικό κόστος καυσίμου

$i$  η κατάσταση  $i$  λειτουργίας της κύριας μηχανής, όπως αυτή προκύπτει από το λειτουργικό προφίλ της

$H_i$  οι ετήσιες ώρες λειτουργίας της κύριας μηχανής στην κατάσταση  $i$

$\dot{W}_{R,i}$  η αποδιδόμενη ισχύς του συστήματος OKR στην κατάσταση  $i$ .

Γνωρίζοντας το ετήσιο κόστος καυσίμου που αποφεύγεται χάρη στον κύκλο Rankine, μπορεί να υπολογιστεί η καθαρή παρούσα αξία (Net Present Value – NPV), η έντοκη περίοδος αποπληρωμής της επένδυσης (Discounted Payback Period – DPB) και ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης της επένδυσης (Internal Rate of Investment – IRR), μέσω των Εξ. (5.5.12) – (5.5.15).

$$\text{NPV} = \sum_{t=0}^N \frac{F_t}{(1+i)^t} = -C_0 + \sum_{t=1}^N \left\{ \frac{C_f(1+f)^{t-1} - C_{om}(1+f)^{t-1}}{(1+i)^t} \right\} \quad (5.5.12)$$

όπου:

$$\sum_{t=1}^N \left\{ \frac{C(1+f)^{t-1}}{(1+i)^t} \right\} = \text{PWF}(N, f, i) = \begin{cases} \frac{1}{i-f} \left[ 1 - \left( \frac{1+f}{1+i} \right)^N \right], & f \neq i \\ \frac{N}{1+f}, & f = i \end{cases} \quad (5.5.13)$$

$$\text{NPV} = \sum_{t=0}^{N_{\min}=\text{DPB}} \frac{F_t}{(1+i)^t} \geq 0 \quad (5.5.14)$$

$$NPV = \sum_{t=0}^N \frac{F_t}{(1 + IRR)^t} = 0 \quad (5.5.15)$$

όπου:

- $C_0$  κόστος κτήσεως και εγκατάστασης του συστήματος
- $C_{om}$  κόστος λειτουργίας και συντήρησης του συστήματος
- $C_f$  σύμφωνα με την Εξ. (5.5.10)
- $f$  γενικός δείκτης πληθωρισμού
- $f_f$  δείκτης πληθωρισμού του καυσίμου
- $i$  επιτόκιο αγοράς
- $N$  περίοδος οικονομικής ανάλυσης.

Στην παρούσα μελέτη για τον υπολογισμό της καθαρής παρούσας αξίας, της έντοκης περιόδου αποπληρωμής και του εσωτερικού βαθμού απόδοσης, θεωρούνται οι τιμές παραμέτρων του Πίνακα 5.5.4.

**Πίνακας 5.5.4:** Τιμές παραμέτρων οικονομικής αξιολόγησης.

Στοιχείο	Συμβολισμός	Τιμή
Ειδικό κόστος καυσίμου	$c_f$	0,5 €/kg
Θερμογόνος ικανότητα καυσίμου	$H_u$	40100 kJ/kg
Ειδική κατανάλωση καυσίμου ηλεκτρογεννητριών	SFOC	178 g/kWh
Γενικός δείκτης πληθωρισμού	$f$	3%
Δείκτης πληθωρισμού καυσίμου	$f_f$	4%
Επιτόκιο αγοράς	$i$	10%
Περίοδος οικονομικής ανάλυσης	$N$	20
Κόστος συντήρησης & λειτουργίας [David (2011)]	$c_{om}$	0,01 €/kWh

Θεωρώντας μηδενική αξία εκποίησης στο τέλος της περιόδου οικονομικής ανάλυσης, προκύπτει η καθαρή παρούσα αξία της επένδυσης, η έντοκη περίοδος αποπληρωμής, και ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης της επένδυσης του κάθε συστήματος.

## 5.6 Στοιχεία Περιβαλλοντικής Ανάλυσης

Δεδομένης της ποσότητας καυσίμου που αποφεύγεται χάρη στη χρήση του εκάστοτε συστήματος του κύκλου Rankine, είναι φανερό πως ανάλογες μειώσεις παρουσιάζονται και στους ρύπους που εκπέμπονται από τις ηλεκτρομηχανές, όπως  $CO_2$ ,  $NO_x$  και  $SO_x$ .

Προκειμένου να γίνει μια προσεγγιστική εκτίμηση της ποσότητας  $CO_2$  που δεν εκλύεται στην ατμόσφαιρα, θεωρείται πως η μέση ειδική ποσότητα  $CO_2$  που παράγεται από την καύση είναι 230 g/kWh (τυπική τιμή για ηλεκτρογεννήτριες). Εφαρμόζοντας τη συγκεκριμένη τιμή στην ισχύ που παράγεται από το σύστημα του κύκλου Rankine, και με βάση τις ετήσιες ώρες λειτουργίας αυτού, προκύπτει η ποσότητα που  $CO_2$  που αποφεύγεται σε ετήσια βάση. Εφαρμόζοντας την ίδια διαδικασία για την εκτίμηση της ποσότητας  $NO_x$  που αποφεύγεται, και θεωρώντας μέση ειδική έκλυση  $NO_x$  1.8 g/kWh, προκύπτει η ετήσια ποσότητα  $NO_x$  που αποφεύγεται χάρη στο σύστημα του οργανικού κύκλου Rankine. Τέλος, θεωρώντας πως οι ηλεκτρογεννήτριες λειτουργούν με καύσιμο DMB, περιεκτικότητας σε θείο  $s = 2\%$ , και πως το σύνολο του θείου στο καύσιμο κατά την καύση μετατρέπεται σε  $SO_2$ , προκύπτει πως η μέση ειδική έκλυση  $SO_2$  ανέρχεται σε 3,56 g/kWh.

## 5.7 Αποτελέσματα Θερμο-οικονομικής Ανάλυσης

Στους Πίνακες 5.7.1 – 5.7.7 παρουσιάζονται αναλυτικά αποτελέσματα της θερμο-οικονομικής ανάλυσης για τους κύκλους του Πίνακα 4.4.5.

Σημειώνεται πως ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή θεωρείται ίσος με 0,7, και ο μηχανικός βαθμός απόδοσης της αντλίας ίσος με 0.65 [Quoilin (2011)].

**Πίνακας 5.7.1:** Συγκεντρωτικά αποτελέσματα θερμο – οικονομικής ανάλυσης.

	Απλός Κύκλος		Αναγεννητικός Κύκλος		Διο Συνδεδεμένοι Κύκλοι			
	R-245fa	R-245ca 50% / R-365mfc 50%	R-245fa	R-245ca 50% / R-365mfc 50%	R-245fa & R-413a		R-245ca 50% / R- 365mfc 50% & R-413a	
$\dot{W}$ (kW)	1.601	1.177,05	1.540,9	1.144,75	2.015		1627,4	
$\dot{W}/\dot{m}$ (kJ/kg)	27,02	28,17	25,84	27,38	15,9		14,9	
$\eta$ (%)	8,87	8,68	9,25	9,66	6,86		7,27	
$\zeta$ (%)	55,18	57,50	63,41	39,26	39,26		41,47	
$C_{HEX}$ (€)	1.400.881	1.253.873	1.627.477	1.427.596	2.486.473		1.775.619	
$C_T$ (€)	85.872	72.777	75.711	61.495	138.687		102.376	
$C_P$ (€)	15.200	14.526	14.011	13.060	34.310		31.444	
$C_{W,Fl.}$ (€)	30.000	22.000	30.000	22.000	67.500		57.500	
$C_{Pipes}$ (€)	1.942	1.905	2.521	2.595	4.184		3.388	
$C_{C.sys.}$ (€)	1.000	1.000	1.300	1.300	1.700		1.700	
$C_{Misc.}$ (€)	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000		1.000	
$C_{Labor}$ (€)	710.274	581.878	719.551	565.921	1.012.521		799.626	
$C_0$ (€)	1.995.764	1.776.304	2.277.625	1.987.759	3.366.245		2.564.935	
$C_f$ (€)	258.598	202.104	239.207	197.593	369.264		282.568	
$C_{om}$ (€)	36.719	30.521	36.255	27.286	48.021		38.785	
NPV(€)	323.351	6.857	14.812	18.276	526.250		6.519	
DPB(yrs)	9	9,3	10,2	10,9	8,7		10,2	
IRR(%)	13,42	12,75	11,32	9,95	14,02		10,98	
$d_1$ (mm)	27,2	31,5	27,2	31,9	33,9	37,6	28,3	37,6
$d_2$ (mm)	26,1	29,5	33,7	30,5	27,5	30,6	23,4	30,6
$d_3$ (mm)	77,3	71,1	77,3	71,2	70,7	33,9	72,7	33,9
CO <sub>2</sub> (tons)	844,5	702	833,87	627,6	1.052,42		892,05	
NO <sub>x</sub> (tons)	6,61	5,49	6,52	4,91	8,64		6,98	
SO <sub>2</sub> (tons)	13,07	10,86	12,90	9,71	17,09		13,80	

Λόγω της παραγόμενης ισχύος των εκτονωτών (>1200 kW), θεωρείται πως στα συστήματα απλού και αναγεννητικού κύκλου με εργαζόμενο μέσο το ρευστό R-245fa, οι μηχανές παραγωγής έργου είναι κοχλιωτοί εκτονωτές, ενώ όλα τα υπόλοιπα συστήματα λειτουργούν με σπειροειδείς εκτονωτές.

Τονίζεται πως οι γενικές αναλύσεις του Κεφαλαίου 4 είχαν γίνει χωρίς να ληφθεί υπ' όψιν κάποιος συγκεκριμένος τύπος εκτονωτή, και ως γενική, θεωρητική εκτίμηση, είχε επιλεγεί πως ο μηχανικός βαθμός απόδοσης λαμβάνει την τιμή 0,9, σύμφωνα με τον Πίνακα 4.3.4. Παρ' όλα αυτά, στην παρούσα ανάλυση, δεδομένων των τύπων των εκτονωτών, θεωρήθηκε πως ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή λαμβάνει την τιμή 0,7, σε συμφωνία με τη διεθνή βιβλιογραφία [Quoilin (2011)]. Για τον λόγο αυτόν

παρατηρούνται διαφορές, συγκριτικά με την ανάλυση του Κεφαλαίου 4, στην παραγόμενη ισχύ των συστημάτων OKR.

**Πίνακας 5.7.2:** Σχεδιαστικά στοιχεία εναλλακτών θερμότητας του απλού κύκλου, με εργαζόμενο μέσο το ρευστό R-245fa.

Θερμό ρευστό	Λιπαντικό έλαιο	Νερό ψύξης χιτωνίων	Αέρας υπερπλήρωσης	Συμπυκνωτής
$T_{hot,in}$ (°C)	57	74	183	131
$T_{hot,out}$ (°C)	52	65	136	46
$T_{cold,in}$ (°C)	47,5	52	69,5	36
$T_{cold,out}$ (°C)	52	69,5	97,6	60
$\Delta p$ (mbar)	92	96	94	72
t (mm)	2,4	2,4	2,4	2,9
$L_W$ (mm)	610	480	610	760
$L_P$ (mm)	941,4	1141	1306,2	1130
$L_V$ (mm)	1470	1579	1835	1740
$N_p$	248	298	332	228
A (m <sup>2</sup> )	99,48	118,816	264,97	155,265
U (W/m <sup>2</sup> K)	785,34	835,65	1017,06	678,72
$\dot{Q}$ (kW)	370,754	1470,44	2508,89	3279,56

**Πίνακας 5.7.3:** Σχεδιαστικά στοιχεία εναλλακτών θερμότητας του απλού κύκλου, με εργαζόμενο μέσο το μείγμα R-245ca (50%) / R-365mfc (50%).

Θερμό ρευστό	Λιπαντικό έλαιο	Νερό ψύξης χιτωνίων	Αέρας υπερπλήρωσης	Συμπυκνωτής
$T_{hot,in}$ (°C)	57	74	183	123
$T_{hot,out}$ (°C)	52	65	144	46
$T_{cold,in}$ (°C)	47,5	52	69,46	36
$T_{cold,out}$ (°C)	52	69,46	173	60
$\Delta p$ (mbar)	89	98	91	76
t (mm)	2,4	2,4	2,4	2,5
$L_W$ (mm)	480	610	760	760
$L_P$ (mm)	1388	941,4	1130	1130
$L_V$ (mm)	1826	1470	1740	1740
$N_p$	134	275	342	176
A (m <sup>2</sup> )	67,02	150,881	233,566	119,776
U (W/m <sup>2</sup> K)	874,65	906,33	1004,7	857,13
$\dot{Q}$ (kW)	278,197	1099,68	7539,6	2979,56

**Πίνακας 5.7.4:** Σχεδιαστικά στοιχεία εναλλακτών θερμότητας του αναγεννητικού κύκλου, με εργαζόμενο μέσο το ρευστό R-245fa.

Θερμό ρευστό	Λιπαντικό έλαιο	Νερό ψύξης χιτωνίων	Αέρας υπερπλήρωσης	Συμπυκνωτής	Αναγεννητής θερμότητας
$T_{hot,in}$ (°C)	57	74	183	94	131
$T_{hot,out}$ (°C)	52	65	149	46	100
$T_{cold,in}$ (°C)	47,5	52	97,64	36	69,46
$T_{cold,out}$ (°C)	52	69,5	173	55	97,64

$\Delta p$ (mbar)	92	96	87	72	89
t (mm)	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4
$L_W$ (mm)	610	770	610	1130	480
$L_P$ (mm)	1306,2	760	1306,2	760	1388
$L_V$ (mm)	1835	1380	1835	1740	1826
$N_p$	166	290	419	231	228
A (m <sup>2</sup> )	99,48	118,816	251,02	157,5	114,75
U (W/m <sup>2</sup> K)	785,34	835,65	1017,06	678,72	684,75
$\dot{Q}$ (kW)	370,754	1470,44	6453,24	2278	2508,89

**Πίνακας 5.7.5:** Σχεδιαστικά στοιχεία εναλλακτών θερμότητας του αναγεννητικού κύκλου, με εργαζόμενο μέσο το μείγμα R-245ca (50%) / R-365mfc (50%).

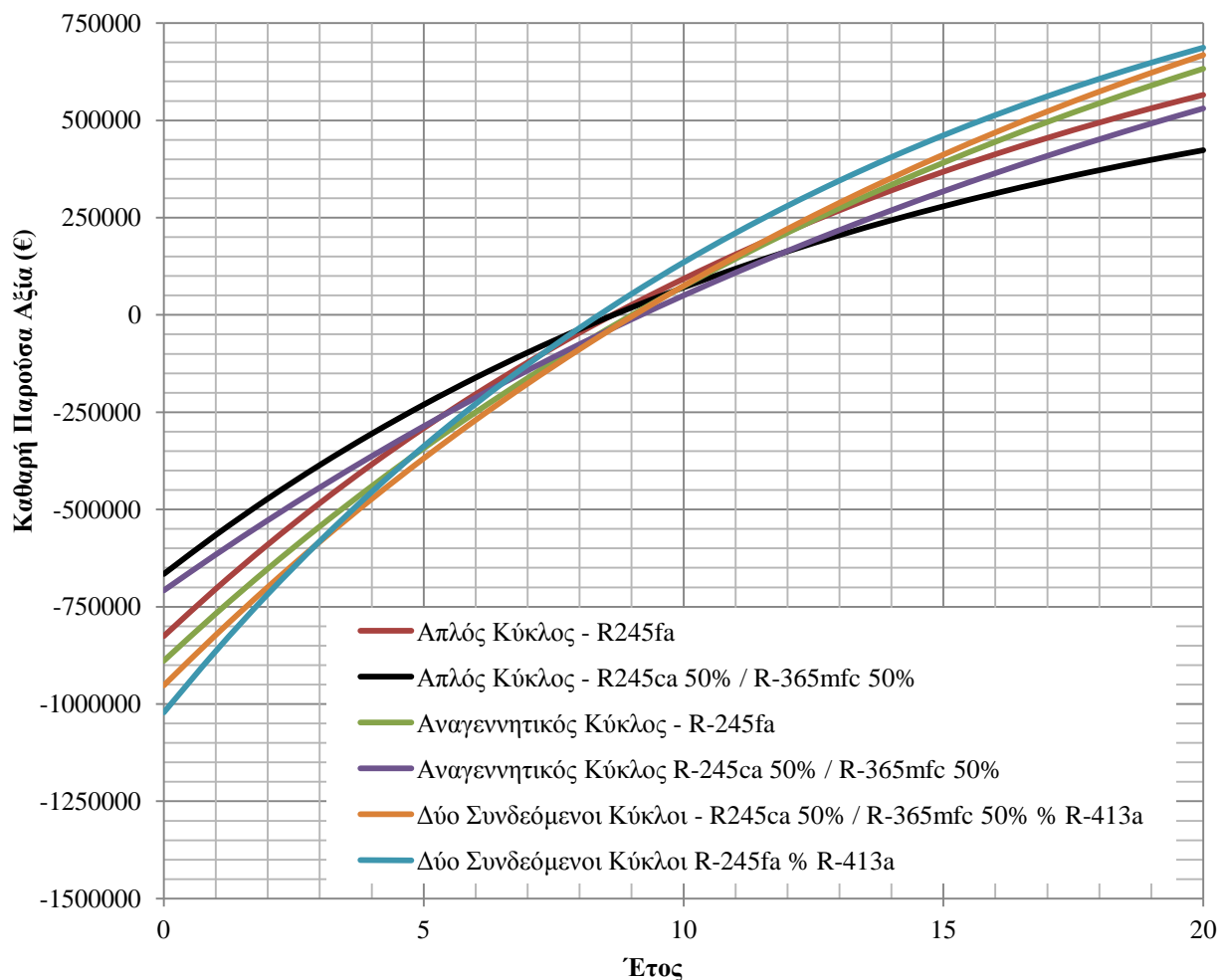
Θερμό ρευστό	Λιπαντικό έλαιο	Νερό ψύξης χιτωνίων	Αέρας υπερπλήρωσης	Συμπυκνωτής	Αναγεννητής θερμότητας
$T_{hot,in}$ (°C)	57	74	183	94	123,8
$T_{hot,out}$ (°C)	52	65	152	46	94
$T_{cold,in}$ (°C)	47,5	52	95,82	36	69,5
$T_{cold,out}$ (°C)	52	69,5	173	60	95,8
$\Delta p$ (mbar)	88	97	93	72	84
t (mm)	2,4	2,4	2,4	2,5	2,4
$L_W$ (mm)	770	610	610	480	770
$L_P$ (mm)	760	1306,2	1306,2	1388	760
$L_V$ (mm)	1380	1835	1835	1826	1380
$N_p$	166	250	370	239	239
A (m <sup>2</sup> )	67,02	150,881	222,737	119,776	97,678
U (W/m <sup>2</sup> K)	874,65	906,33	1004,7	857,13	675,75
$\dot{Q}$ (kW)	278,197	1099,68	7539,6	2979,56	1729,89

**Πίνακας 5.7.6:** Σχεδιαστικά στοιχεία εναλλακτών θερμότητας του συστήματος δυο συνδεδεμένων κύκλων, με εργαζόμενα μέσα τα R-245fa και R-413a.

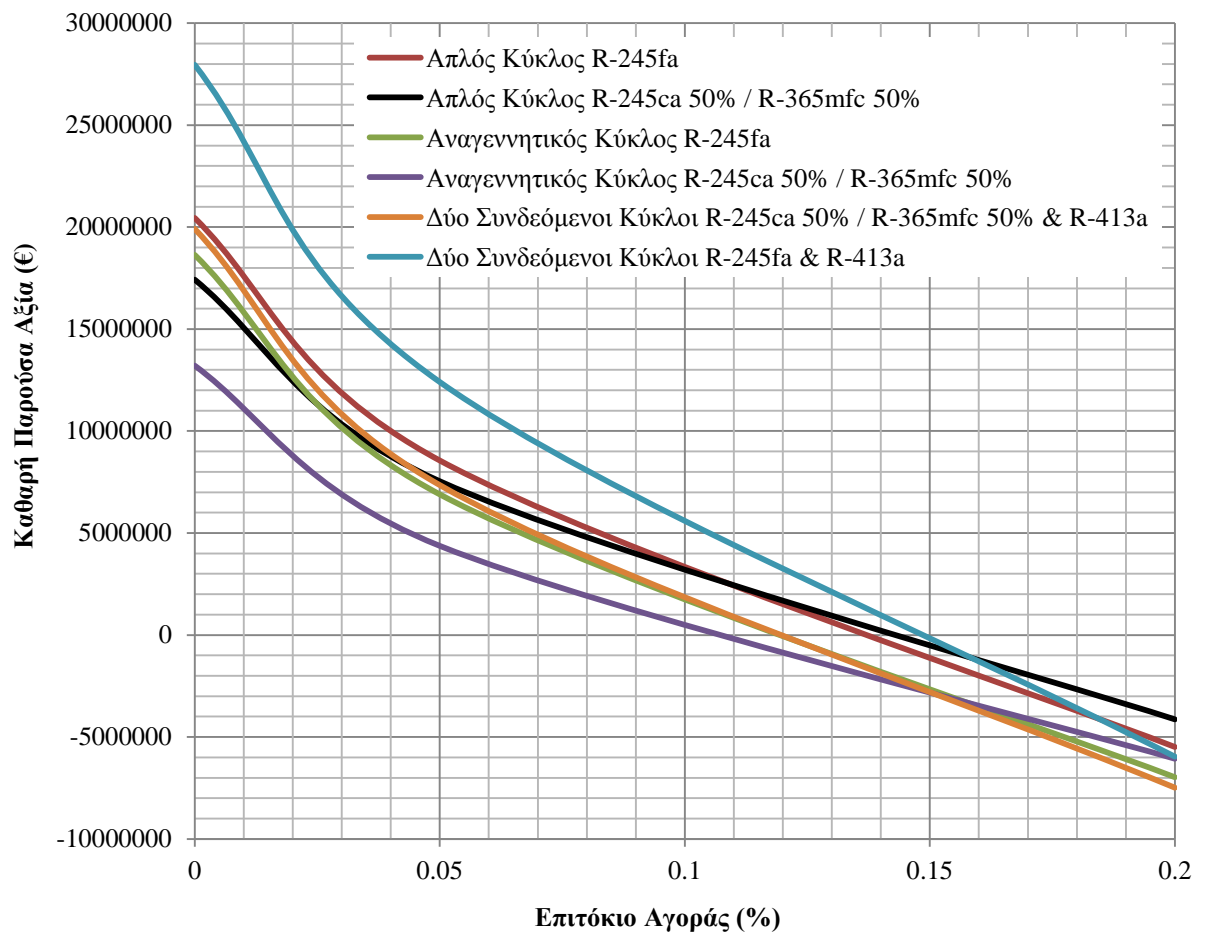
Θερμό ρευστό	Λιπαντικό έλαιο	Νερό ψύξης χιτωνίων	Αέρας υπερπλήρωσης	Συμπυκνωτής	Συμπυκνωτής / Εξατμιστής
$T_{hot,in}$ (°C)	57	74	183	63,17	135
$T_{hot,out}$ (°C)	52	65	141,9	46	80
$T_{cold,in}$ (°C)	47	51	82	36	74
$T_{cold,out}$ (°C)	51	69,5	173	50	79
$\Delta p$ (mbar)	85	92	89	96	98
t (mm)	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4
$L_W$ (mm)	480	610	760	610	480
$L_P$ (mm)	1388	1306,2	1130	1306,2	1141
$L_V$ (mm)	1826	1835	1740	1835	1579
$N_p$	234	385	519	256	125
A (m <sup>2</sup> )	117,70	230,67	353,45	153,952	50,11
U (W/m <sup>2</sup> K)	786	906,33	881,16	840,48	907,2
$\dot{Q}$ (kW)	350,51	1756,23	8681,77	1489,63	814,56

**Πίνακας 5.7.7:** Σχεδιαστικά στοιχεία εναλλακτών θερμότητας του συστήματος δυο συνδεδεμένων κύκλων, με εργαζόμενα μέσα τα R-245ca 50% / R365-mfc 50% και R-413a.

Θερμό ρευστό	Λιπαντικό έλαιο	Νερό ψύξης χιτωνίων	Αέρας υπερπλήρωσης	Συμπυκνωτής	Συμπυκνωτής / Εξατμιστής
T <sub>hot,in</sub> (°C)	57	74	183	63,17	143
T <sub>hot,out</sub> (°C)	52	65	146,4	46	80
T <sub>cold,in</sub> (°C)	47	51	82	36	74
T <sub>cold,out</sub> (°C)	51,0	69,5	173	50	79
Δp (mbar)	85	92	97	96	89
t (mm)	2,4	2,5	2,4	2,4	2,4
L <sub>W</sub> (mm)	480	610	610	610	480
L <sub>P</sub> (mm)	1388	1306,2	1306,2	1306,2	1141
L <sub>V</sub> (mm)	1826	1835	1835	1835	1579
N <sub>p</sub>	234	385	428	256	105
A (m <sup>2</sup> )	117,70	230,67	256,649	153,952	40,41
U (W/m <sup>2</sup> K)	786	906,33	907,71	840,48	933,75
Q̇ (kW)	350,51	1756,23	6804,28	1489,63	924,56



**Σχήμα 5.7.1:** Καθαρή Παρούσα Αξία των συστημάτων OKR.



*Σχήμα 5.7.2: Προσδιορισμός του εσωτερικού βαθμού απόδοσης επενδύσεων των συστημάτων OKR.*

## 6. Πολυκριτηριακή Σύγκριση Συστημάτων

### 6.1 Εισαγωγή

Προκειμένου να επιλεγθεί το καλύτερο σύστημα OKR που θα εγκατασταθεί στο ναυτικό σύστημα πρόωσης, κρίνεται απαραίτητη η πολυκριτηριακή σύγκριση των συστημάτων του Πίνακα 5.7.1, με χρήση των μεθόδων που παρουσιάζονται στο παρόν κεφάλαιο.

### 6.2 Μέθοδος ASPID

Για τον υπολογισμό του δείκτη συμπεριφοράς θα χρησιμοποιηθεί η μέθοδος ASPID [Afgan N. H. and Carvalho M. (2000)], η οποία έχει χρησιμοποιηθεί στο παρελθόν για την εύρεση δεικτών βιωσιμότητας ενεργειακών συστημάτων [Frangopoulos and Keramioti (2010)].

Η διαδικασία υπολογισμού του δείκτη συμπεριφοράς ( $I_{tot}$ ) αποτελείται από έξι βήματα:

- Επιλογή
- Ομαδοποίηση
- Στάθμιση
- Κρίση
- Κανονικοποίηση των δεικτών
- Υπολογισμός των σύνθετων δεικτών και συνδυασμός τους.

Οι δείκτες συμπεριφοράς που θα χρησιμοποιηθούν για την τελική επιλογή του συστήματος OKR, είναι ορισμένοι από αυτούς που παρουσιάστηκαν στον Πίνακα 5.7.1, και καλύπτουν τις τεχνικές (πρώτη ομάδα δεικτών,  $j=1$ ), οικονομικές (δεύτερη ομάδα δεικτών,  $j=2$ ) και περιβαλλοντικές (τρίτη ομάδα δεικτών,  $j=3$ ) πτυχές του κάθε συστήματος. Ο δείκτης  $i$  της ομάδας  $j$  συμβολίζεται με  $I_{ij}$ .

Οι ομάδες δεικτών περιλαμβάνουν δείκτες θετικής επίδρασης (δηλ. δείκτες των οποίων αύξηση της τιμής ασκεί θετική επίδραση στη συνολική απόδοση του συστήματος), και δείκτες αρνητικής επίδρασης, (δηλ. δείκτες των οποίων αύξηση της τιμής ασκεί αρνητική επίδραση στη συνολική απόδοση του συστήματος).

Η κύρια δυσκολία στη συνάθροιση των δεικτών με σκοπό την εύρεση του τελικού δείκτη συμπεριφοράς είναι το γεγονός ότι οι επιμέρους δείκτες εκφράζονται σε διαφορετικές μονάδες. Για τον λόγο αυτόν είναι απαραίτητη η διαδικασία κανονικοποίησης αυτών, σύμφωνα με τις Εξ. (6.2.1) – (6.2.2) [Krajnc and Glavič (2005), Frangopoulos and Keramioti (2010)]:

Για έναν δείκτη θετικής επίδρασης:

$$\bar{I}_{ij} = \begin{cases} 0, & \text{εαν } I_{ij} \leq a_{ij} \\ \frac{I_{ij} - a_{ij}}{b_{ij} - a_{ij}}, & \text{εαν } a_{ij} < I_{ij} < b_{ij} \\ 1, & \text{εαν } I_{ij} \geq b_{ij} \end{cases} \quad (6.2.1)$$



Για έναν δείκτη αρνητικής επίδρασης:

$$\bar{I}_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{εαν } I_{ij} \leq a_{ij} \\ \frac{b_{ij} - I_{ij}}{b_{ij} - a_{ij}}, & \text{εαν } a_{ij} < I_{ij} < b_{ij} \\ 0, & \text{εαν } I_{ij} \geq b_{ij} \end{cases} \quad (6.2.2)$$

όπου  $a_{ij}$  και  $b_{ij}$  τα κάτω και άνω όρια του δείκτη  $I_{ij}$ , αντίστοιχα.

Με αυτόν τον τρόπο, προσφέρεται η δυνατότητα συνδυασμού ανόμοιας τάξης μεγέθους ποσοτήτων, με διαφορετικές μονάδες μέτρησης (δηλ. φυσικές, οικονομικές, κ.λπ.). Ένα από τα πλεονεκτήματα της κανονικοποίησης των δεικτών είναι η σαφής συμβατότητα των διαφορετικών ιδιοτήτων, δεδομένου ότι όλοι οι δείκτες είναι αδιάστατοι αριθμοί, μεταξύ 0 και 1 [Κεραμιώτη (2009)].

Ο σύνθετος δείκτης συμπεριφοράς της κάθε ομάδας ( $I_{sj}$ ) θα υπολογιστεί μέσω της Εξ. (6.2.3):

$$\bar{I}_{sj} = \sum_i w_{ij} \bar{I}_{ij} \quad (6.2.3)$$

όπου  $w_{ij}$  ο συντελεστής βαρύτητας του δείκτη  $i$  της ομάδας δεικτών  $j$ , ο οποίος αντανακλά τη σημασία αυτού του δείκτη στην αξιολόγηση της απόδοσης του συστήματος. Οι συντελεστές βαρύτητας των δεικτών καθορίζονται με τέτοιο τρόπο, ώστε να ικανοποιείται η Εξ. (6.2.4):

$$\sum_i w_{ij} = 1, \quad w_{ij} \geq 0 \quad (6.2.4)$$

Τέλος, συνδυάζοντας όλους τους σύνθετους δείκτες συμπεριφοράς ( $I_{sj}$ ) προκύπτει ο συνολικός δείκτης συμπεριφοράς του συστήματος, σύμφωνα με την Εξ. (6.2.5):

$$I_{\text{tot}} = \sum_j w_j \bar{I}_{sj} \quad (6.2.5)$$

όπου  $w_j$  ο συντελεστής βαρύτητας του δείκτη της ομάδας  $j$ . Οι δείκτες  $w_j$  αντανακλούν τη σημασία των τεχνικών, οικονομικών, και περιβαλλοντικών πτυχών των συστημάτων. Οι συντελεστές βαρύτητας είναι καθορισμένοι με τέτοιο τρόπο ώστε να ικανοποιείται η Εξ. (6.2.6):

$$\sum_j w_j = 1, \quad w_j \geq 0 \quad (6.2.6)$$

Προκειμένου να γίνει η κανονικοποίηση των επιμέρους δεικτών, είναι απαραίτητος ο καθορισμός των μέγιστων και ελάχιστων ορίων του κάθε δείκτη. Για τον βαθμό απόδοσης των συστημάτων, ως ελάχιστη τιμή θεωρείται το μηδέν, και ως μέγιστη τιμή θεωρείται ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Carnot με τις ίδιες μέγιστες και ελάχιστες θερμοκρασίες με αυτές των κύκλων Rankine που πρόκειται να εγκατασταθούν στο σύστημα πρόωσης (173 και 46°C, αντίστοιχα):

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{cold}}}{T_{\text{hot}}} = 0.285 \quad (6.2.7)$$

Για τους εξεργειακούς βαθμούς απόδοσης ως μέγιστη τιμή θεωρείται η μονάδα, και ως ελάχιστη το μηδέν. Τα όρια για όλους τους υπόλοιπους δείκτες προκύπτουν από τις ελάχιστες και μέγιστες τιμές των δεικτών των συστημάτων του Πίνακα 5.7.1.

Στον Πίνακα 6.2.1 παρουσιάζονται τα άνω και κάτω όρια του κάθε δείκτη, και στον Πίνακα 6.2.2 παρουσιάζονται οι κανονικοποιημένες τιμές των δεικτών του κάθε συστήματος.

**Πίνακας 6.2.1:** Ανώτερα και κατώτερα όρια των δεικτών συμπεριφοράς των συστημάτων.

Συμβολισμός	Δείκτης	Μονάδα μέτρησης	Κατώτερο όριο	Ανώτερο όριο
I <sub>1,1</sub>	Ẃ	kW	1144,75	2015
I <sub>2,1</sub>	Ẃ/m	kJ/kg	14,9	28,17
I <sub>3,1</sub>	η	-	0	0,285
I <sub>4,1</sub>	ζ	-	0	1
I <sub>1,2</sub>	DPB	έτη	8,7	10,2
I <sub>2,2</sub>	NPV	€	6.519	526.250
I <sub>3,2</sub>	IRR	%	9,8	13,9
I <sub>1,3</sub>	CO <sub>2</sub>	tons	627,56	1052,42
I <sub>2,3</sub>	NO <sub>x</sub>	tons	4,91	8,64
I <sub>3,3</sub>	SO <sub>2</sub>	tons	9,71	17,09

**Πίνακας 6.2.2:** Κανονικοποιημένες τιμές δεικτών συμπεριφοράς κάθε συστήματος.

Συμβολισμός / Δείκτης	Απλός Κύκλος		Αναγεννητικός Κύκλος		Διο Συνδεόμενοι Κύκλοι	
	R-245fa	R-245ca 50% / R-365mfc 50%	R-245fa	R-245ca 50% / R-365mfc 50%	R-245fa & R-413a	R-245ca 50% / R-365mfc 50% & R-413a
I <sub>1,1</sub> Ẃ	0,46	0,04	0,43	0,00	1,00	0,55
I <sub>2,1</sub> Ẃ/m	0,91	1,00	0,82	0,94	0,08	0,00
I <sub>3,1</sub> η	0,32	0,32	0,34	0,35	0,25	0,27
I <sub>4,1</sub> ζ	0,59	0,57	0,60	0,66	0,41	0,43
I <sub>1,2</sub> DPB	0,86	0,73	0,32	0,00	1,00	0,32
I <sub>2,2</sub> NPV	0,59	0,21	0,02	0,02	1,00	0,00
I <sub>3,2</sub> IRR	0,85	0,69	0,33	0,00	1,00	0,25
I <sub>1,3</sub> CO <sub>2</sub>	0,51	0,18	0,49	0,00	1,00	0,62
I <sub>2,3</sub> NO <sub>x</sub>	0,46	0,16	0,43	0,00	1,00	0,55
I <sub>3,3</sub> SO <sub>2</sub>	0,46	0,16	0,43	0,00	1,00	0,55

Στην παρούσα μελέτη, οι δείκτες συμπεριφοράς θα υπολογιστούν μέσω των Εξ. (6.2.8) – (6.2.10) και ο συνολικός δείκτης συμπεριφοράς μέσω της Εξ. (6.2.11) [Frangopoulos and Keramioti (2010)]:

$$\bar{I}_{s1} = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 \bar{I}_{i,1} \quad (6.2.8)$$

$$\bar{I}_{s2} = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 \bar{I}_{i,2} \quad (6.2.9)$$

$$\bar{I}_{s3} = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 \bar{I}_{i,3} \quad (6.2.10)$$

$$\bar{I}_{tot} = \frac{1}{3} \sum_{j=1}^3 \bar{I}_{sj} \quad (6.2.11)$$

Στον Πίνακα 6.2.3 παρουσιάζονται οι τιμές των δεικτών συμπεριφοράς της κάθε ομάδας, καθώς και του σύνθετου δείκτη συμπεριφοράς του κάθε συστήματος.

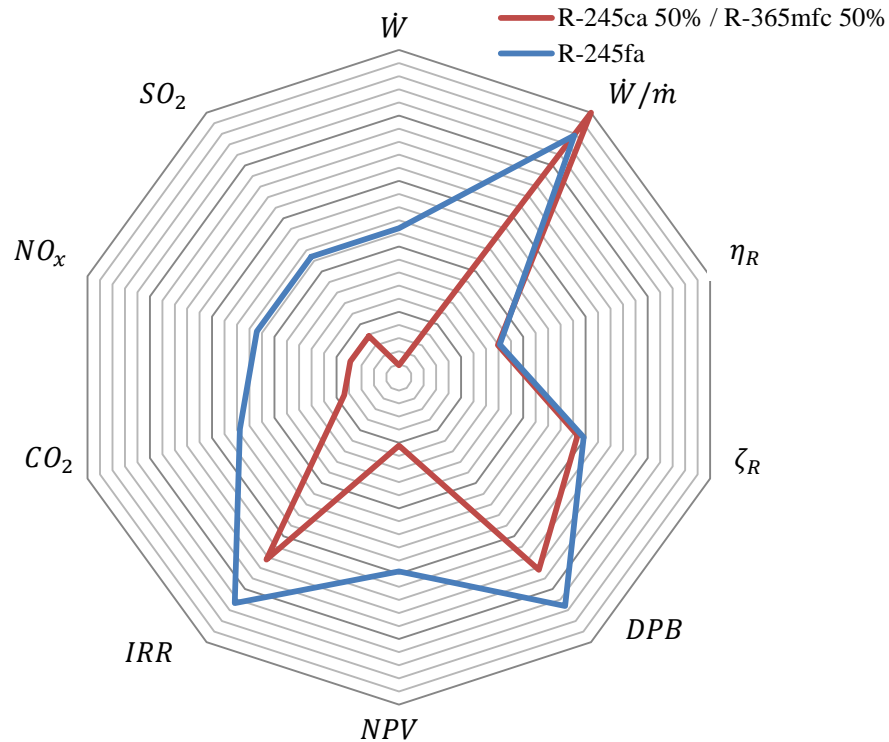
**Πίνακας 6.2.3:** Τιμές των ομαδοποιημένων δεικτών συμπεριφοράς.

Κύκλος	Εργαζόμενο μέσο	$I_{s,1}$	$I_{s,2}$	$I_{s,3}$	$I_{tot}$
Απλός	R-245fa	0,57	0,77	0,47	0,61
	R-245ca (50%) / R-365mfc(50%)	0,48	0,54	0,16	0,40
Αναγεννητικός	R-245fa	0,55	0,22	0,45	0,41
	R-245ca (50%) / R-365mfc(50%)	0,49	0,01	0,00	0,17
Σύστημα Δύο Κύκλων	R-245fa & R-413a	0,43	1,00	1,00	0,81
	R-245ca (50%) / R-365mfc(50%) & R-413a	0,31	0,19	0,58	0,36

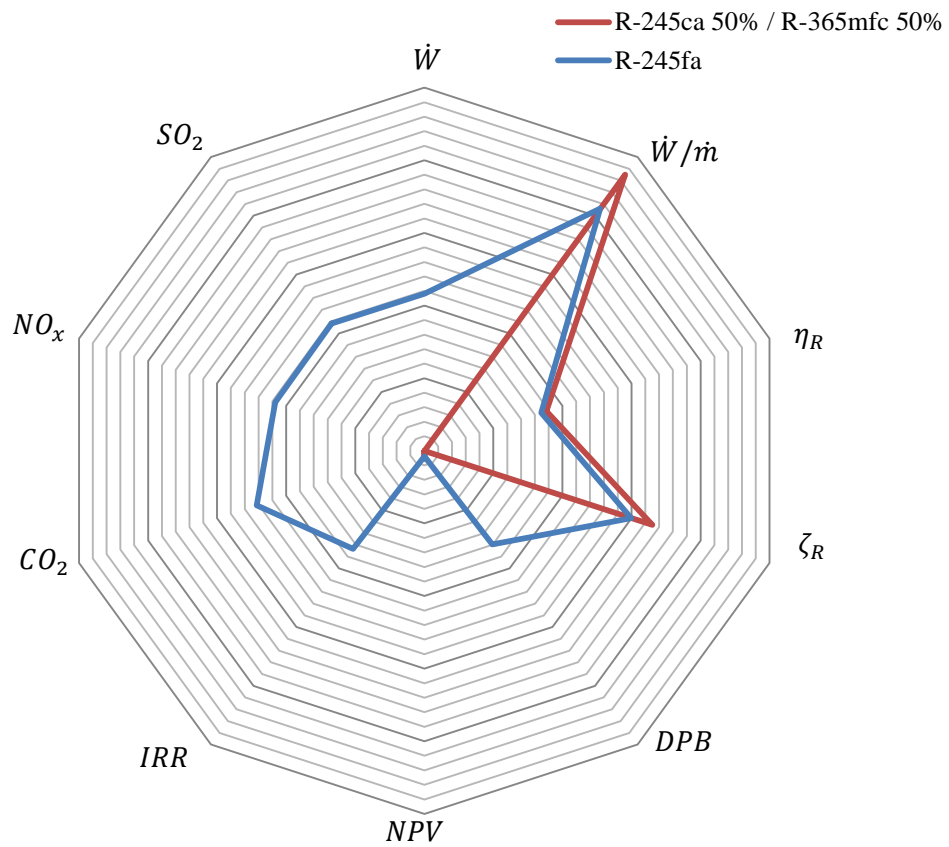
### 6.3 Γραφική Απεικόνιση των Δεικτών

#### 6.3.1 Διαγράμματα αμοιβάδας

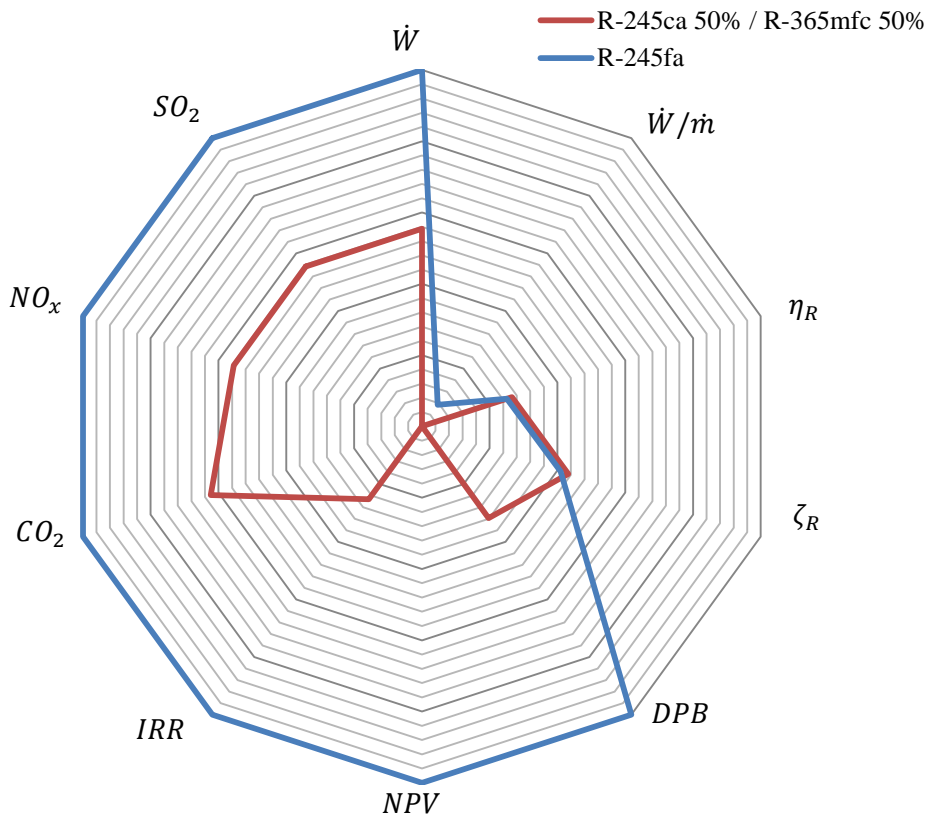
Στα Σχήματα 6.2.1 – 6.2.6 παρουσιάζονται οι γραφικές απεικονίσεις των δεικτών συμπεριφοράς με διαγράμματα αμοιβάδας.



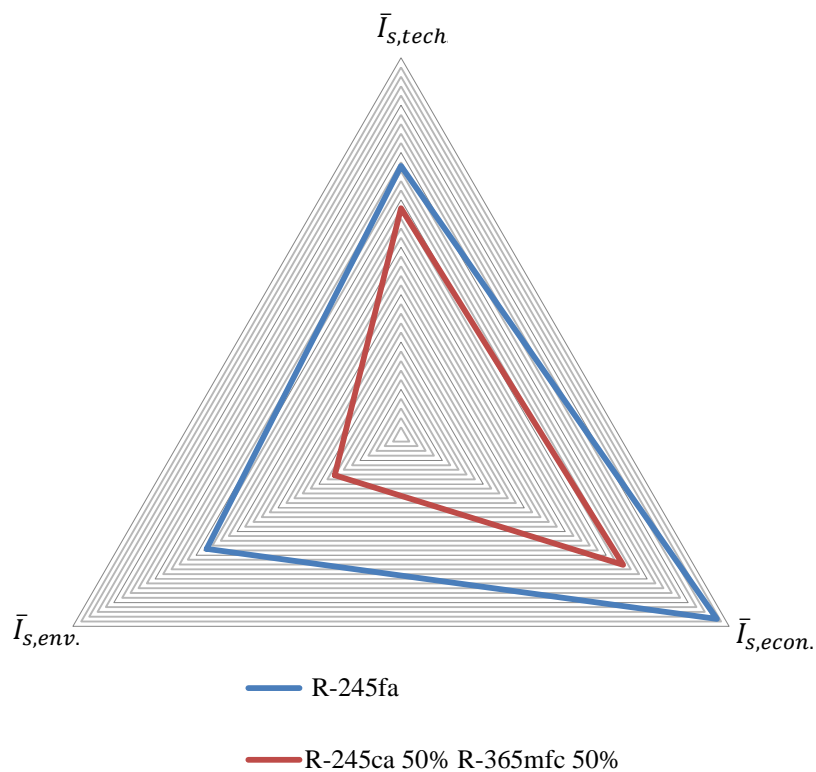
**Σχήμα 6.2.1:** Απεικόνιση σε διάγραμμα “αμοιβάδας” των δεικτών συμπεριφοράς απλών κύκλων.



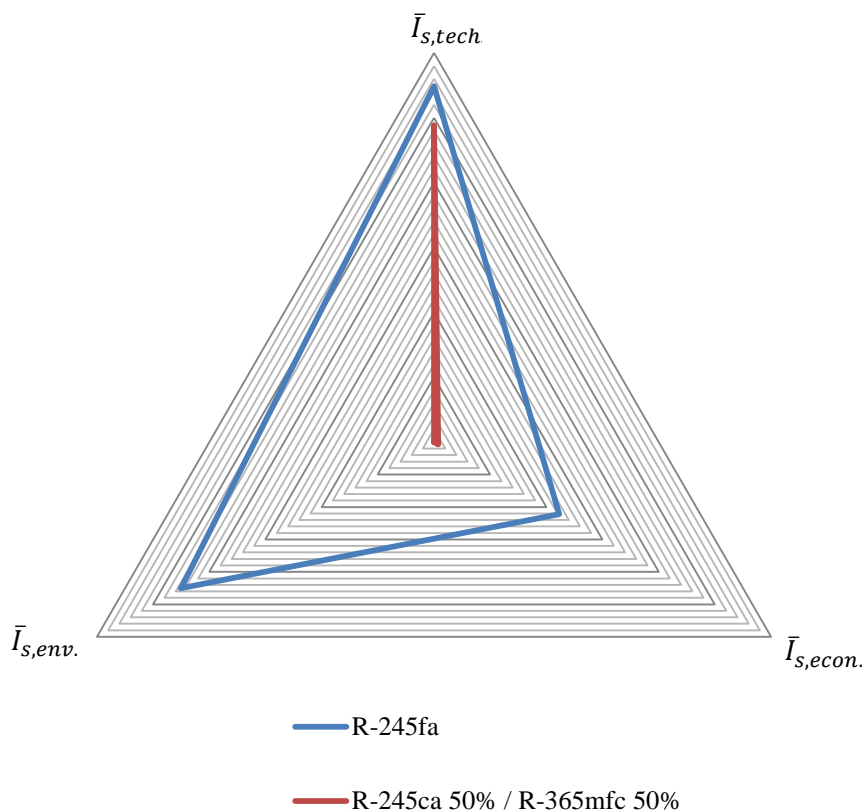
**Σχήμα 6.2.2:** Απεικόνιση σε διάγραμμα “αμοιβάδας” των δεικτών συμπεριφοράς αναγεννητικών κύκλων.



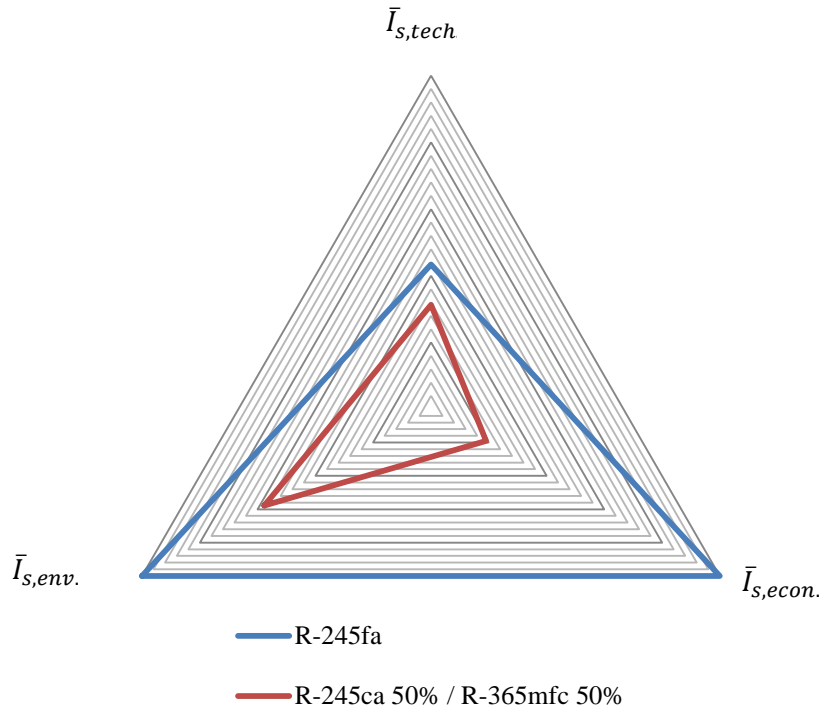
**Σχήμα 6.2.3:** Απεικόνιση σε διάγραμμα “αμοιβάδας” των δεικτών συμπεριφοράς δύο συνδεδεμένων κύκλων.



**Σχήμα 6.2.4:** Απεικόνιση σε διάγραμμα “αμοιβάδας” των σύνθετων δεικτών συμπεριφοράς απλών κύκλων.



**Σχήμα 6.2.5:** Απεικόνιση σε διάγραμμα “αμοιβάδας” των δεικτών συμπεριφοράς αναγεννητικών κύκλων.



**Σχήμα 6.2.6:** Απεικόνιση σε διάγραμμα “αμοιβάδας” των δεικτών συμπεριφοράς δύο συνδεδεμένων κύκλων.

### 6.3.2 Διαγράμματα κυκλικών τομέων

Τα σχήματα της αμοιβάδας παρουσιάζουν ορισμένα μειονεκτήματα [Frangopoulos and Keramioti (2010)]:

- Η περιοχή που σχηματίζεται εξαρτάται από τη σειρά με την οποία διατάσσονται οι δείκτες στο σχήμα.
- Δυσκολία υπολογισμού του εμβαδού των περιοχών, ιδιαίτερα στα Σχήματα 6.2.1 – 6.2.3.

Συνεπώς, τα σχήματα της αμοιβάδας παρέχουν μια οπτική “περιγραφή” των συστημάτων, παρ’ όλα αυτά αδυνατούν να αποδώσουν ακριβείς τιμές σχετικά με την απόδοση, άρα και επιλογή, του πλέον κατάλληλου συστήματος. Για τον λόγο αυτόν, οι σύνθετοι δείκτες απόδοσης θα αναπαρασταθούν γραφικά με τη μέθοδο των κυκλικών τομέων (Σχήματα 6.3.1 – 6.3.2), η οποία βοηθά στην κατάδειξη της συμβολής του κάθε δείκτη στη συνολική συμπεριφορά του συστήματος.

Η ακτίνα του κύκλου θεωρείται ίση με τη μονάδα, η ακτίνα κάθε κυκλικού τομέα ισούται με την τιμή του σύνθετου δείκτη  $I_{s,j}$ , ενώ οι γωνίες των κυκλικών τομέων καθορίζονται με βάση τον συντελεστή βαρύτητας του κάθε δείκτη. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, δεδομένης της θεώρησης πως ο οικονομικός, ο τεχνικός και ο περιβαλλοντικός δείκτης έχουν την ίδια βαρύτητα, οι γωνίες των κυκλικών τομέων είναι ίσες μεταξύ τους.

Η συνολική επιφάνεια των σχημάτων των κυκλικών τομέων υπολογίζεται μέσω της άθροισης των επιφανειών των διαφορετικών κυκλικών τομέων, σύμφωνα με την Εξ. (6.3.1) [Frangopoulos and Keramioti (2010)]:

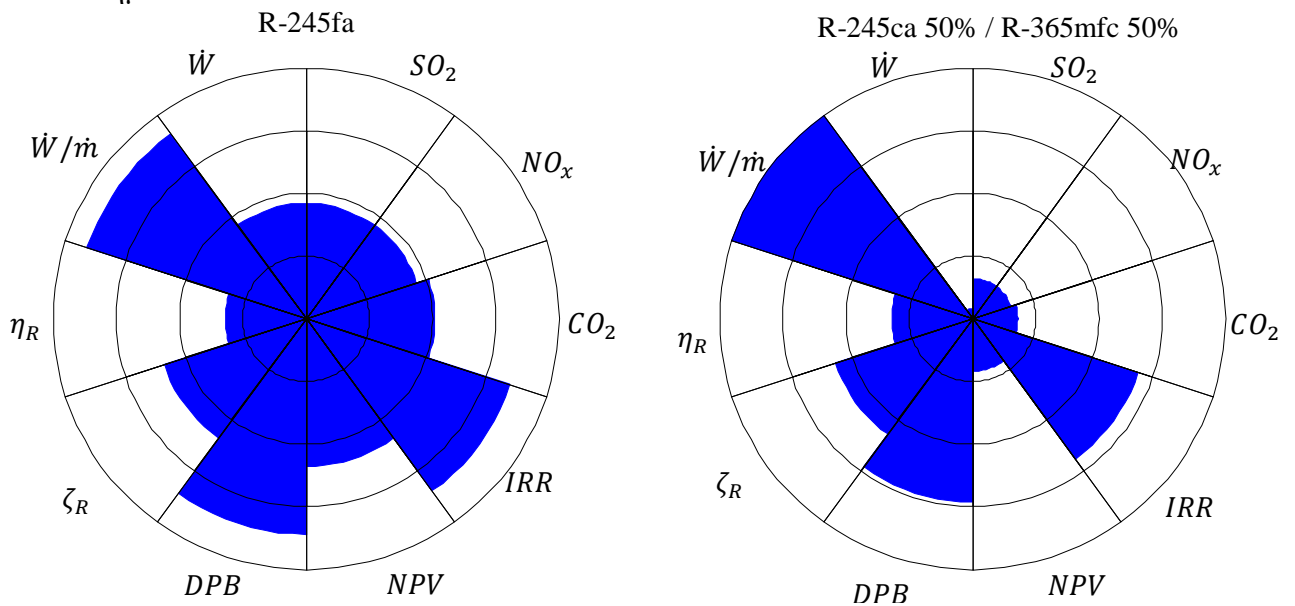
$$A = \sum_i \sum_j A_{ij} = \frac{\pi}{N_I} \sum_i \sum_j \bar{I}_{ij}^2 \quad (6.3.1)$$

όπου  $N_I$  ο αριθμός των δεικτών συμπεριφοράς.

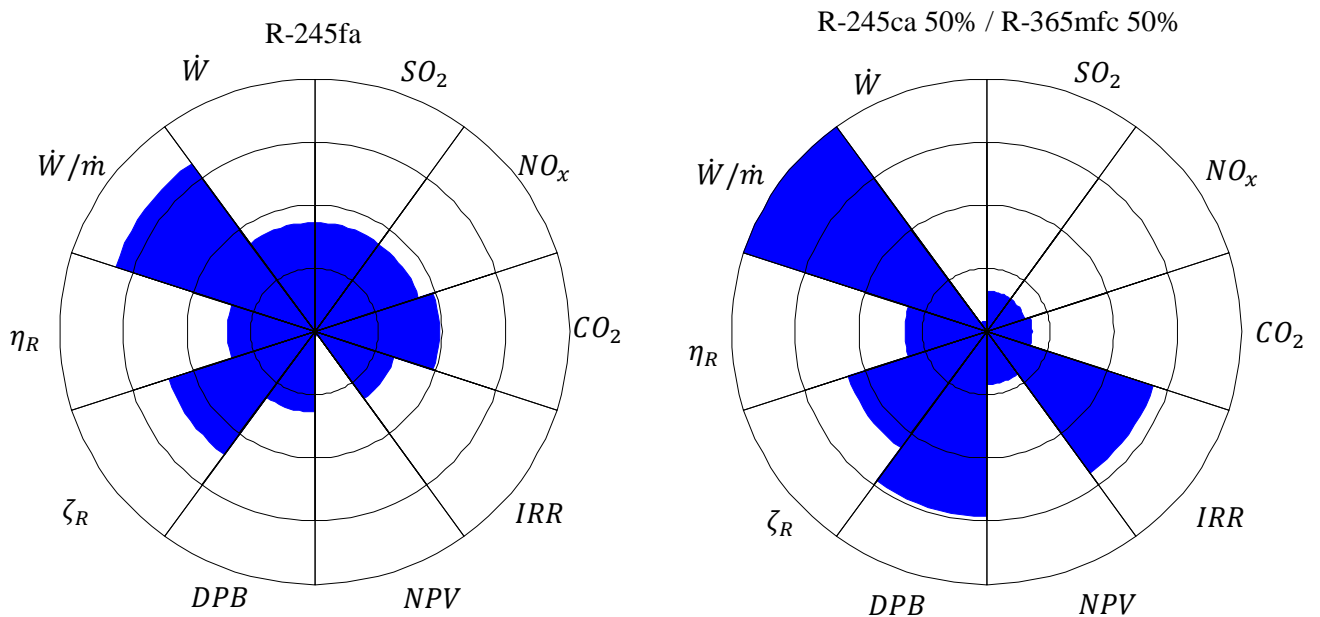
Δεδομένου πως η μέγιστη δυνατή επιφάνεια ενός σχήματος κυκλικών τομέων ισούται με την επιφάνεια ενός κύκλου ακτίνας ίσης με τη μονάδα, είναι δυνατός ο υπολογισμός της κανονικοποιημένης τιμής της επιφάνειας κάθε σχήματος κυκλικών τομέων, σύμφωνα με την Εξ. (6.3.2) [Frangopoulos and Keramioti (2010)]:

$$\bar{A} = \frac{A}{A_{\max}} = \frac{1}{N_I} \sum_i \sum_j \bar{I}_{ij}^2 \quad (6.3.2)$$

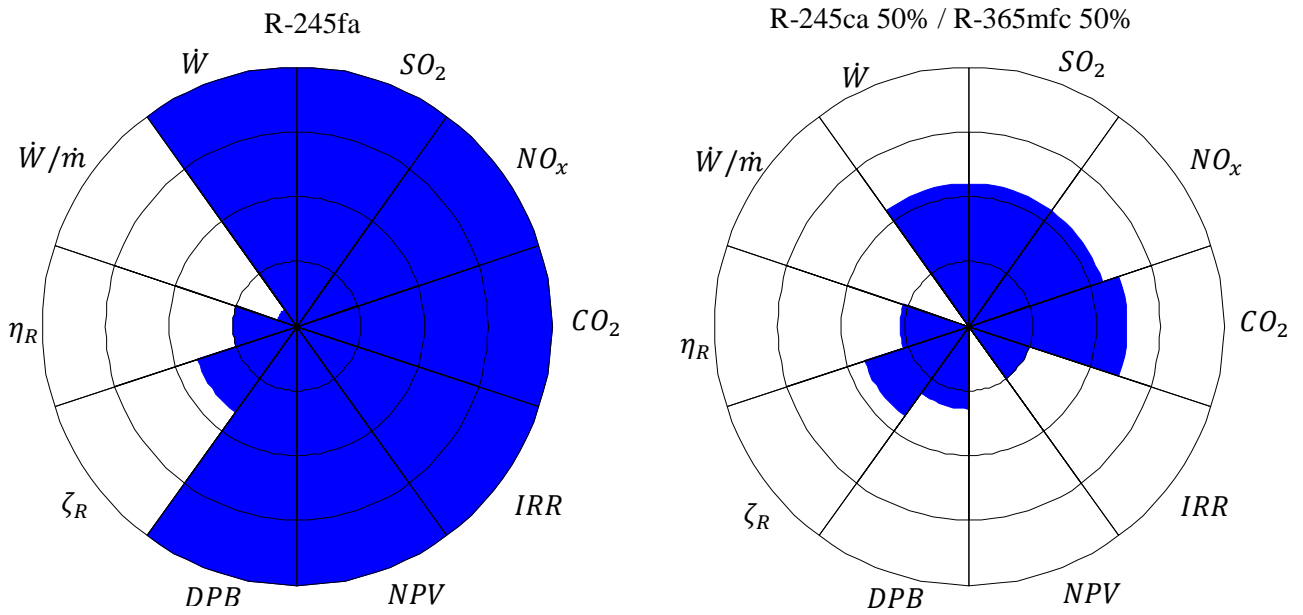
Στα Σχήματα 6.3.1 – 6.3.6 παρουσιάζονται τα σχήματα των κυκλικών τομέων κάθε συστήματος, και στον Πίνακα 6.3.1, τα τελικά αποτελέσματα των υπο μελέτη συστημάτων.



**Σχήμα 6.3.1:** Σχηματική απεικόνιση των δεικτών απόδοσης των απλών κύκλων με τη μέθοδο κυκλικών τομέων.



**Σχήμα 6.3.2:** Σχηματική απεικόνιση των δεικτών απόδοσης των αναγεννητικών κύκλων με τη μέθοδο κυκλικών τομέων.

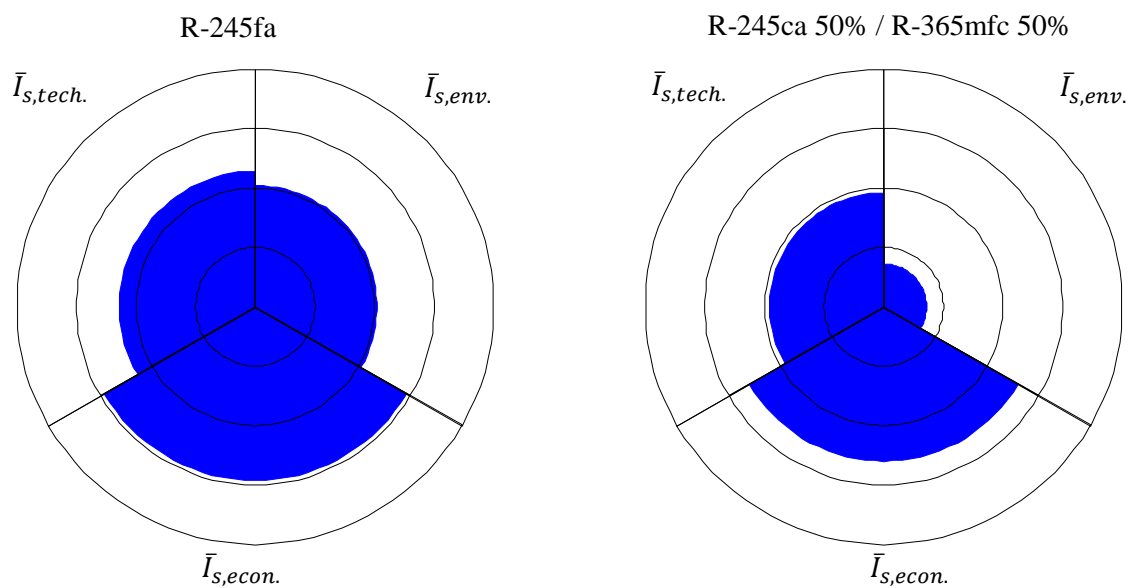


**Σχήμα 6.3.3:** Σχηματική απεικόνιση των δεικτών απόδοσης των συστημάτων δύο συνδεόμενων κύκλων με τη μέθοδο κυκλικών τομέων.

Η επιφάνεια του σύνθετου δείκτη συμπεριφοράς υπολογίζεται μέσω της Εξ. (6.3.3), και η αδιάστατη επιφάνεια του σύνθετου δείκτη συμπεριφοράς, μέσω της Εξ. (6.3.4):

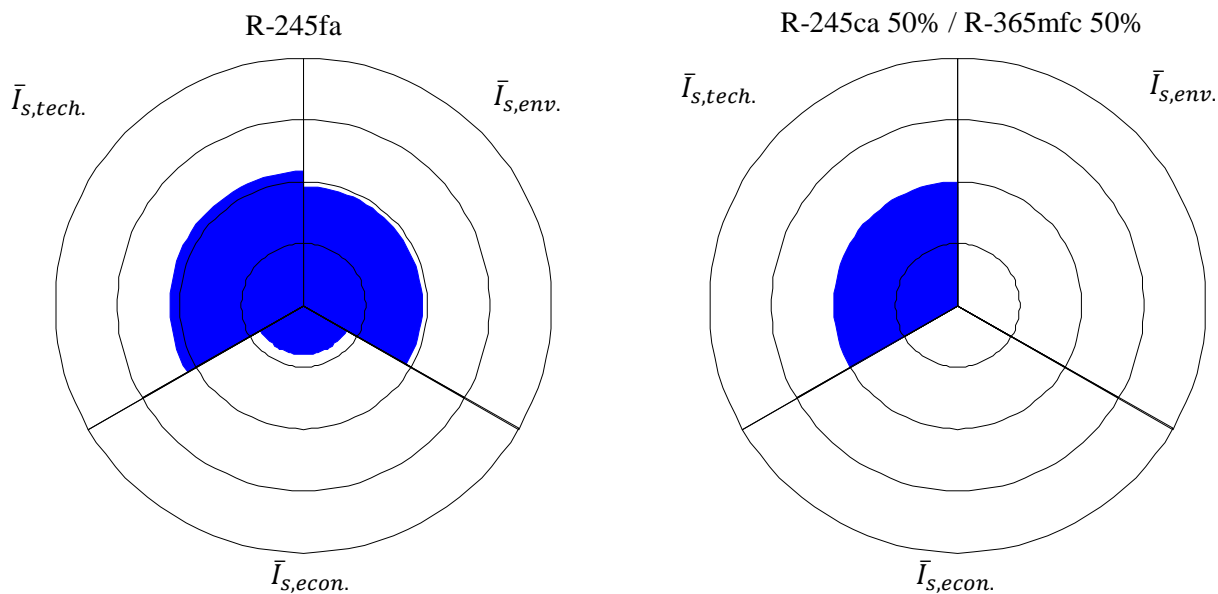
$$A_{tot} = \sum_{j=1}^3 A_j = \frac{\pi}{3} \sum_{j=1}^3 \bar{I}_{sj}^2 \quad (6.3.3)$$

$$\bar{A}_{tot} = \sum_{j=1}^3 \bar{A}_j = \frac{1}{3} \sum_{j=1}^3 \bar{I}_{sj}^2 \quad (6.3.4)$$

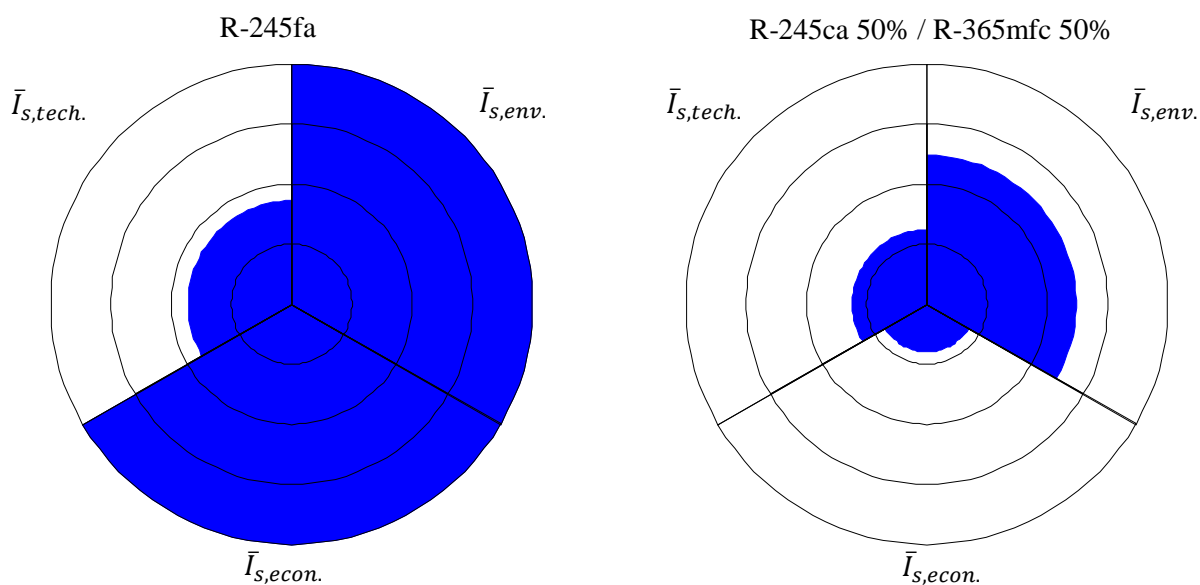


**Σχήμα 6.3.4:** Σχηματική απεικόνιση των σύνθετων δεικτών απόδοσης των απλών κύκλων Rankine με τη μέθοδο κυκλικών τομέων.





**Σχήμα 6.3.5:** Σχηματική απεικόνιση των σύνθετων δεικτών απόδοσης των αναγεννητικών κύκλων Rankine με τη μέθοδο κυκλικών τομέων.



**Σχήμα 6.3.6:** Σχηματική απεικόνιση των σύνθετων δεικτών απόδοσης των δύο συνδεόμενων κύκλων με τη μέθοδο κυκλικών τομέων.

**Πίνακας 6.3.1:** Επιφάνειες κυκλικών τομέων των Σχημάτων 6.3.4 -6.3.6.

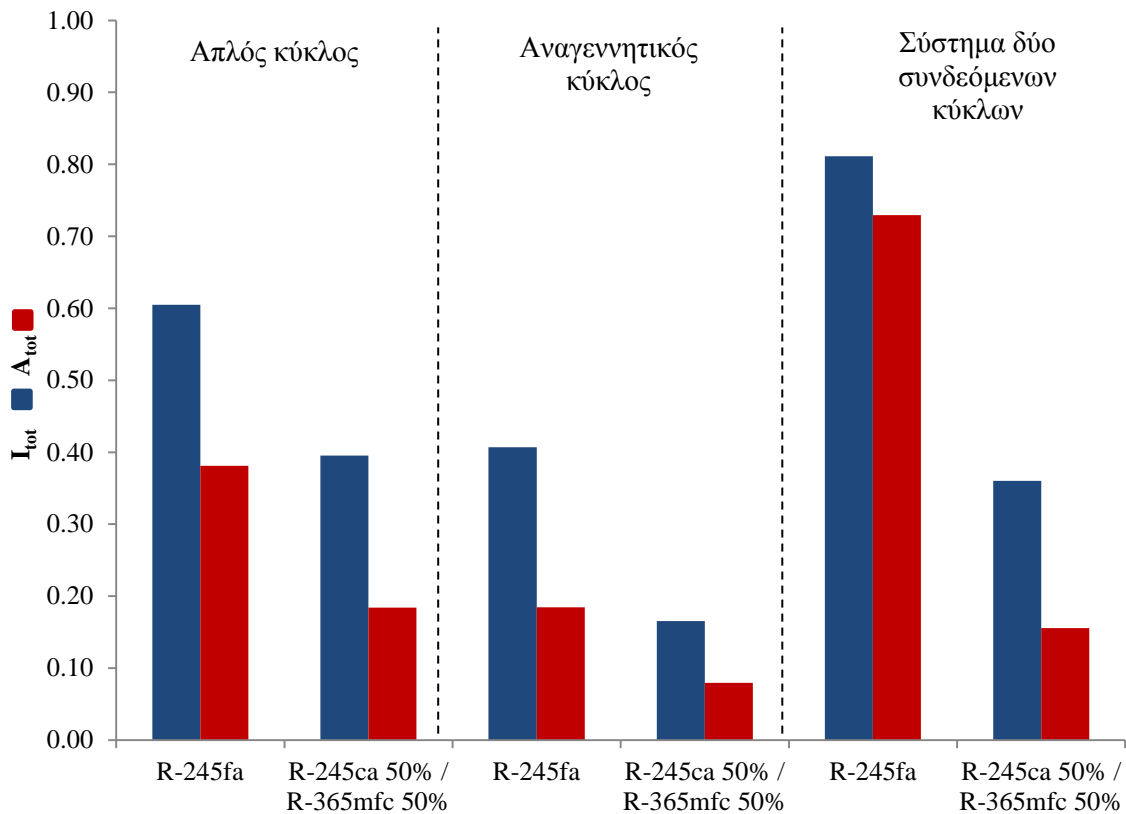
Κύκλος	Εργαζόμενο μέσο	$\bar{A}_{tot}$
Απλός	R-245fa	0,38
	R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)	0,18
Αναγεννητικός	R-245fa	0,18
	R-245ca (50%) / R-365mfc (50%)	0,08
Σύστημα Δύο Κύκλων	R-245fa & R-413a	0,73
	R-245ca (50%) / R-365mfc (50%) & R-413a	0,16

## 6.4 Συμπεράσματα

Στον Πίνακα 6.4.1 και το Σχήμα 6.4.1 παρουσιάζονται συγκριτικά αποτελέσματα για το κάθε σύστημα.

**Πίνακας 6.4.1:** Συγκριτικά αποτελέσματα μεθόδου ASPID.

Κύκλος	Εργαζόμενο μέσο	$\bar{I}_{tot}$	$\bar{A}_{tot}$
Απλός	R-245fa	0,61	0,38
	R-245ca (50%) / R-365mfc(50%)	0,40	0,18
Αναγεννητικός	R-245fa	0,41	0,18
	R-245ca (50%) / R-365mfc(50%)	0,17	0,08
Σύστημα Δύο Κύκλων	R-245fa & R-413a	0,81	0,73
	R-245ca (50%) / R-365mfc(50%) & R-413a	0,36	0,16



**Σχήμα 6.4.1:** Σχηματική απεικόνιση αποτελεσμάτων μεθόδου ASPID.

Από τα αποτελέσματα αυτά είναι εμφανές πως με καθαρά θερμοδυναμικά κριτήρια, το πιο αποδοτικό σύστημα είναι ο αναγεννητικός κύκλος Rankine με εργαζόμενο μέσο το μείγμα R-245ca 50% / R-365mfc 50%, λόγω της ισχύος που παράγεται και των σχετικά υψηλών βαθμών απόδοσης, συγκριτικά με τα υπόλοιπα συστήματα. Δεύτερος κατά απόδοση βρίσκεται ο αναγεννητικός κύκλος με εργαζόμενο μέσο το ρευστό R-245fa.

Παρ' όλα αυτά, λαμβάνοντας υπ' όψιν τα οικονομικά και περιβαλλοντικά στοιχεία των συστημάτων, παρατηρήθηκε πως η διαφορά της καθαρής παρούσας αξίας, της περιόδου αποπληρωμής, και του εσωτερικού βαθμού απόδοσης της επένδυσης για το

σύστημα δύο συνδεδεμένων κύκλων με εργαζόμενα μέσα τα ρευστά R-245fa & R-413a συγκριτικά με τα υπόλοιπα συστήματα, είναι τόσο σημαντική ώστε να καθιστά το συγκεκριμένο σύστημα το πλέον κατάλληλο προς εγκατάσταση.

## 7. Θερμο-οικονομική Βελτιστοποίηση

### 7.1 Εισαγωγή

Όπως αναφέρθηκε στο τέλος του Κεφαλαίου 6, το σύστημα των δύο συνδεδεμένων κύκλων Rankine με εργαζόμενα μέσα τα ρευστά R-245fa & R-413a, είναι το πλέον κατάλληλο προς εγκατάσταση. Για το σύστημα αυτό, κρίνεται απαραίτητη η βελτιστοποίηση σχεδιασμού και λειτουργίας, σύμφωνα με τις μεθόδους που περιγράφονται στο παρόν κεφάλαιο.

### 7.2 Θερμό-οικονομική Βελτιστοποίηση Συστήματος

#### 7.2.1 Διατύπωση του προβλήματος βελτιστοποίησης

Η βελτιστοποίηση σχεδιασμού και λειτουργίας του συστήματος του οργανικού κύκλου Rankine θα πραγματοποιηθεί σε δύο επίπεδα. Η αντικειμενική συνάρτηση μπορεί να γραφεί στη μορφή της Εξ. (7.2.1) [Φραγκόπουλος (2010)]:

$$\max_{x,z} f(x, z) \quad (7.2.1)$$

όπου:

- x το σύνολο των ανεξάρτητων μεταβλητών λειτουργίας.
- z το σύνολο των ανεξάρτητων μεταβλητών σχεδιασμού.

Δεδομένου πως το λειτουργικό προφίλ της κύριας μηχανής, όπως παρουσιάστηκε στην Ενότητα 4.2, αποτελείται από 4 χρονικά διαστήματα διακριτά μεταξύ τους, το σύνολο x θα χωριστεί σε 4 υποσύνολα, ξένα μεταξύ τους, και για το κάθε διάστημα θα οριστεί μια διαφορετική αντικειμενική συνάρτηση, σύμφωνα με την Εξ. (7.2.2):

$$\max_{x_k} \varphi_k(x_k) \quad (7.2.2)$$

Η ολική αντικειμενική συνάρτηση f, όπως θα παρουσιαστεί αναλυτικότερα στην επόμενη ενότητα, αποτελεί συνάρτηση των επί μέρους αντικειμενικών συναρτήσεων  $\varphi_k$ .

Με βάση τα παραπάνω, το πρόβλημα βελτιστοποίησης θα διαμορφωθεί ως ένα πρόβλημα δυο επιπέδων, ως εξής:

Πρόβλημα 1<sup>ο</sup> επιπέδου:

Για δεδομένο και σταθερό σύνολο  $z^*$ , θα προσδιοριστούν τα  $x_k^*$  που ελαχιστοποιούν τις συναρτήσεις  $\varphi_k(x_k, z^*)$ ,  $k = 1, 2, 3, 4$ .

Πρόβλημα 2<sup>ο</sup> επιπέδου:

Θα προσδιοριστεί ένα νέο σύνολο  $z^*$ , το οποίο ελαχιστοποιεί τη συνάρτηση  $f(x^*, z)$ , όπου  $x^*$  η βέλτιστη λύση του προβλήματος του πρώτου επιπέδου.

## 7.2.2 Αντικειμενική συνάρτηση και μεταβλητές βελτιστοποίησης

Δεδομένου ότι ο κύριος στόχος της εγκατάστασης ενός κύκλου Rankine στο σύστημα πρόωσης είναι η οικονομικά αποδοτική εκμετάλλευση της απορριπτόμενης θερμότητας, ο τελικός σκοπός είναι να μεγιστοποιηθεί το καθαρό κέρδος που επέρχεται από την επένδυση. Συνεπώς, ως ολική αντικειμενική συνάρτηση της βελτιστοποίησης που θα πραγματοποιηθεί, επιλέχθηκε η μεγιστοποίηση της καθαρής παρούσας αξίας, σύμφωνα με την Εξ. (5.5.12), η οποία παρουσιάζεται ξανά για λόγους πληρότητας:

$$\max_{x,z} NPV = \sum_{t=0}^N \frac{F_t}{(1+i)^t} = -C_0 + \sum_{t=1}^N \left\{ \frac{C_f(1+f_f)^{t-1} - C_{om}(1+f)^{t-1}}{(1+i)^t} \right\} \quad (5.5.12)$$

Οι επιμέρους αντικειμενικές συναρτήσεις  $\varphi_k$  ( $k = 4$ ) δίνονται από την Εξ. (7.2.3), η οποία αποτελεί τη διαφορά του κόστους καυσίμου που εξοικονομείται χάρη στο σύστημα του οργανικού κύκλου Rankine και του κόστους συντήρησης και λειτουργίας

$$\max_{x_k} \varphi_k(x_k) = [ (c_f SFOC - c_{om}) \dot{W}_{RH} ]_k \quad (7.2.3)$$

όπου:

$c_f$  ειδικό κόστος καυσίμου

$c_{om}$  ειδικό κόστος συντήρησης και λειτουργίας

$k$  η κατάσταση  $k$  λειτουργίας της κύριας μηχανής, όπως αυτή προκύπτει από το λειτουργικό προφίλ της

$H_k$  οι ετήσιες ώρες λειτουργίας της κύριας μηχανής στην κατάσταση  $k$

$\dot{W}_{R,k}$  η αποδιδόμενη ισχύς του συστήματος OKR στην κατάσταση  $k$ .

Στην παρούσα μελέτη, ως ανεξάρτητες μεταβλητές θεωρήθηκαν οι εξής (Σχήμα 7.2.1):

Σύνολο των ανεξάρτητων μεταβλητών λειτουργίας ( $x$ ):

1. Παροχές μάζας εργαζόμενων μέσων των κύκλων υψηλής (R-245fa) και χαμηλής θερμοκρασίας (R-413a).
2. Υψηλή πίεση του εκάστοτε κύκλου ( $p_{ORC,LT} - p_{ORC,HT}$ ).

ώστε:

$$x_k = (\dot{m}_{ORC,HT}, \dot{m}_{ORC,LT}, p_{ORC,HT}, p_{ORC,LT})_k$$

Σύνολο των ανεξάρτητων μεταβλητών σχεδιασμού ( $z$ ) αποτελούν τα σχεδιαστικά στοιχεία των εναλλακτών θερμότητας. Ειδικότερα (Σχήμα 5.2.5):

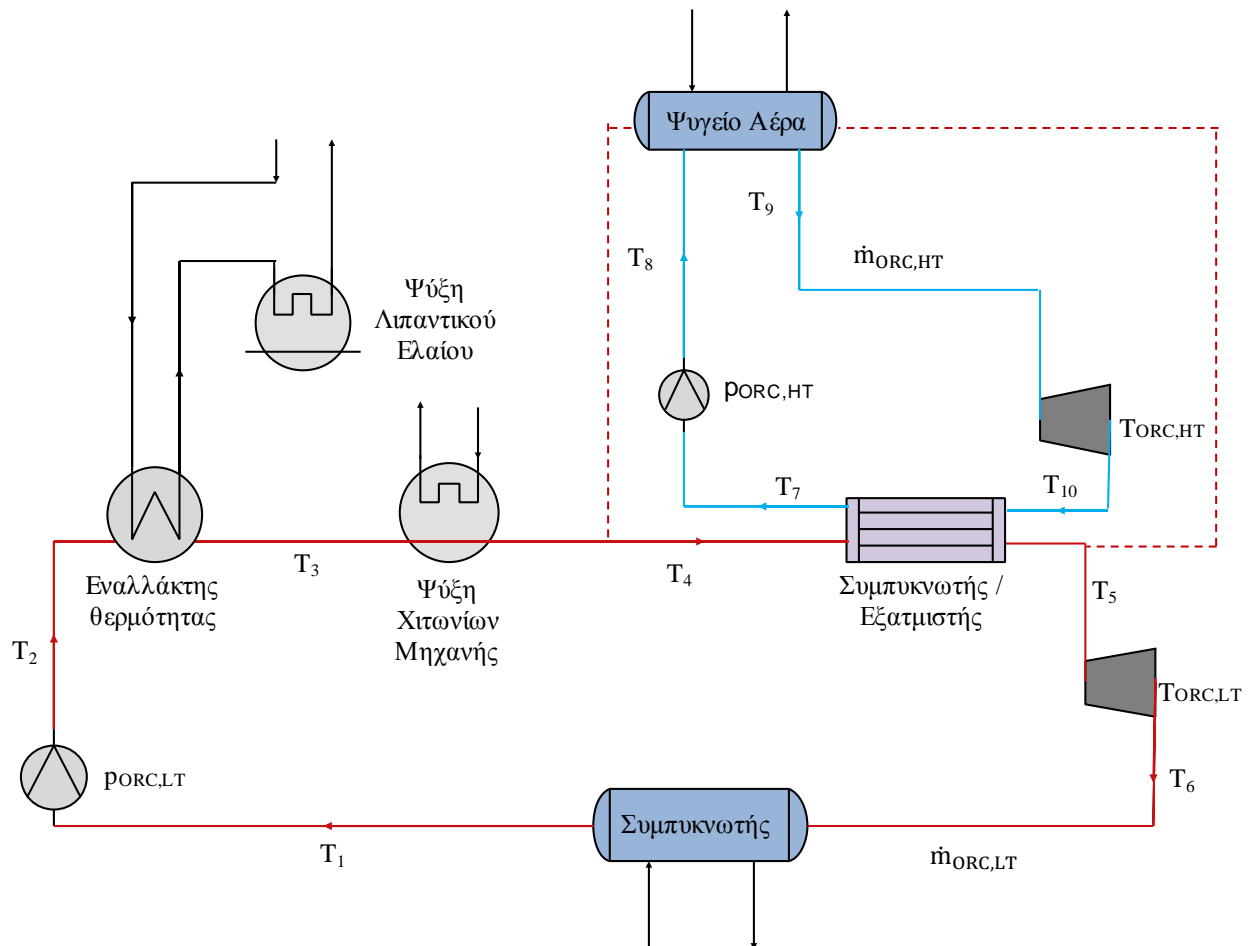
1. Αριθμός πλακών ( $N_p$ )
2. Πάχος πλακών ( $t$ )
3. Ολικό μήκος πλακών ( $L_V$ )
4. Μήκος επιφάνειας συναλλαγής πλακών ( $L_P$ )
5. Πλάτος πλακών ( $L_W$ )

ώστε:

$$z_j = (N_p, t, L_V, L_P, L_W)_j$$

όπου  $j$  δείκτης που χαρακτηρίζει συγκεκριμένο εναλλάκτη θερμότητας του συστήματος (Σχήμα 7.2.1).

Συνεπώς, το πρόβλημα βελτιστοποίησης αποτελείται από  $4 \times 4 = 16$  μεταβλητές λειτουργίας και  $5 \times 5 = 25$  μεταβλητές σχεδιασμού, δηλ. 41 μεταβλητές βελτιστοποίησης συνολικά.



Σχήμα 7.2.1: Παράμετροι βελτιστοποίησης του συστήματος OKR.

Δεδομένων των πιέσεων λειτουργίας του συστήματος, των παροχών μάζας των εργαζόμενων μέσων, καθώς και των διαθέσιμων θερμικών πηγών, οι θερμοκρασίες λειτουργίας του συστήματος στην εκάστοτε κατάσταση φόρτισης της κύριας μηχανής θα προκύψουν ως εξαρτημένες μεταβλητές από το μαθηματικό μοντέλο που περιγράφει το σύστημα.

Τα όρια των μεταβλητών βελτιστοποίησης παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.2.1. Σημειώνεται πως τα όρια των μεταβλητών βελτιστοποίησης των εναλλακτών θερμότητας καθορίστηκαν με βάση τα στοιχεία των εμπορικών διαθέσιμων μοντέλων [Alfalaval, HRS hevac]. Ενώ τα άνω όρια των παροχών μάζας προέκυψαν με βάση τη μέγιστη δυνατή παροχή μάζας, όπως αυτή υπολογίστηκε από τη θεωρία σημείου σύγκλισης, στα Εδάφια 4.3.3 – 4.3.6.

Όσον αφορά το μαθηματικό μοντέλο του συστήματος, αυτό αποτελείται από τη διασύνδεση των μαθηματικών μοντέλων των στοιχείων που απαρτίζουν το σύστημα, σύμφωνα με τις Ενότητες (5.2) – (5.5).

**Πίνακας 7.2.1:** Άνω και κάτω όρια των ανεξάρτητων μεταβλητών βελτιστοποίησης.

Μεταβλητή		Μονάδα μέτρησης	Κάτω όριο	Άνω όριο
Παροχές μάζας	$\dot{m}_{ORC,LT}$	kg/sec	0	71
	$\dot{m}_{ORC,HT}$		0	64
Υψηλές πιέσεις	$p_{ORC,LT}$	bar	14	20
	$p_{ORC,HT}$		7	20
Αριθμός πλακών	$N_p$	-	0	700
Πάχος πλακών	$t$	mm	0,24	1,2
Ολικό μήκος πλακών	$L_v$	mm	460	2855
Μήκος επιφάνειας συναλλαγής πλακών	$L_p$	mm	336	1822
Πλάτος πλακών	$L_w$	mm	160	1370

### 7.2.3 Μέθοδος επίλυσης του προβλήματος βελτιστοποίησης

Το πρόβλημα βελτιστοποίησης θα λυθεί με συνδυασμό γενετικού αλγορίθμου και αλγορίθμου βασισμένου στη μέθοδο του διαδοχικού τετραγωνικού προγραμματισμού (Sequential Quadratic Programming, SQP).

Οι πρώτοι κύκλοι υπολογισμών γίνονται με τη χρήση γενετικού αλγορίθμου, και αφού εντοπίζεται το πιθανό βέλτιστο σημείο, οι υπολογισμοί συνεχίζονται με τη μέθοδο διαδοχικού τετραγωνικού προγραμματισμού, καθότι, λόγω της δομής τους, οι γενετικοί αλγόριθμοι μπορούν, σε περίπτωση πολύτροπης αντικειμενικής συνάρτησης να εντοπίσουν πολλά (αν όχι όλα) τα τοπικά βέλτιστα σημεία, μεταξύ των οποίων πιθανότατα θα είναι και το ολικό βέλτιστο. Παρ' όλα αυτά ενδέχεται τα βέλτιστα σημεία που θα προσεγγιστούν να μην προσδιοριστούν με ακρίβεια. Το μειονέκτημα αυτό (μαζί με τη βραδύτητα στη σύγκλιση) αντιμετωπίζεται με τον συνδυασμό των δύο μεθόδων (υβριδική βελτιστοποίηση).

Στις Ενότητες 7.3 και 7.4 περιγράφονται με συντομία οι αλγόριθμοι, ενώ τα αποτελέσματα της βελτιστοποίησης παρουσιάζονται στην Ενότητα 7.5

## 7.3 Γενετικοί Αλγόριθμοι

### 7.3.1 Γενικά

Οι γενετικοί αλγόριθμοι αποτελούν μια κατηγορία των αλγορίθμων επίλυσης προβλημάτων βελτιστοποίησης, οι οποίοι είναι ευρύτερα γνωστοί με τον όρο Εξελικτικοί Αλγόριθμοι.

Οι Εξελικτικοί Αλγόριθμοι βασίζονται στη μίμηση των μηχανισμών της βιολογικής εξέλιξης που απαντώνται στη φύση. Λειτουργούν διατηρώντας έναν πληθυσμό κωδικοποιημένων πιθανών λύσεων του προς βελτιστοποίηση προβλήματος, εφαρμόζοντας πάνω σε αυτόν διάφορες διαδικασίες εμπνευσμένες από το φαινόμενο της βιολογικής εξέλιξης. Τα συστήματα αυτά, περνώντας από γενιά σε γενιά, δημιουργούν συνεχώς νέους πληθυσμούς πιθανών λύσεων, εξελίσσοντας τους ήδη υπάρχοντες, προσομοιώνοντας κατά κάποιο τρόπο τη γενετική εξέλιξη. Σε κάθε γενιά, οι σχετικά “καλές” λύσεις αναπαράγονται, ενώ οι σχετικά “κακές” απομακρύνονται, καθιστώντας δυνατή την

πραγματοποίηση της αναζήτησης λύσεων σε πολλές κατευθύνσεις ταυτόχρονα και την ανταλλαγή πληροφοριών μεταξύ αυτών των κατευθύνσεων. Ο διαχωρισμός και η αποτίμηση των διάφορων λύσεων γίνεται με τη βοήθεια της αντικειμενικής συνάρτησης που έχει επιλεγεί.

Στους εξελικτικούς αλγορίθμους χρησιμοποιείται ορολογία δανεισμένη από τον χώρο της Φυσικής Γενετικής. Πιο συγκεκριμένα, κάθε πληθυσμός αποτελείται από άτομα (ή γενότυπους), τα οποία αποτελούνται από γονίδια και αναπαριστούν μια πιθανή λύση του προβλήματος [Mitchell (1996), Goldberg (1989)].

### 7.3.2 Δομή ενός γενετικού αλγορίθμου

Η δομή ενός απλού γενετικού αλγορίθμου, στη γενική της μορφή, είναι η ακόλουθη (Σχήμα 7.3.1) [Michalewicz (1996)]:

Κατά τη διάρκεια της γενιάς ( $t$ ) ο αλγόριθμος διατηρεί ένα πληθυσμό  $P(t)$ , αποτελούμενο από  $n$  πιθανές λύσεις (γενότυπους):  $P(t) = \{x_1^t, x_2^t, \dots, x_n^t\}$

Κάθε γενότυπος  $x_i^t$  αποτιμάται και δίνει ένα μέτρο της καταλληλότητας και της ορθότητάς του. Αφού ολοκληρωθεί η αποτίμηση όλων των μελών του πληθυσμού, δημιουργείται ένας νέος πληθυσμός απογόνων (γενιά  $t+1$ ) που προκύπτει από την επιλογή των πιο κατάλληλων στοιχείων του πληθυσμού της προηγούμενης γενιάς (γονέων). Μερικά από τα μέλη του καινούριου πληθυσμού υφίστανται αλλαγές μέσω των γενετικών τελεστών διασταύρωσης και μετάλλαξης, σχηματίζοντας νέες πιθανές λύσεις (απόγονοι).

Ο τελεστής της διασταύρωσης συνδυάζει τα στοιχεία των γονιδίων δύο γονέων για να δημιουργήσει νέους απογόνους, σύμφωνα με την αποκαλούμενη “πιθανότητα διασταύρωσης”. Η συγκεκριμένη διασταύρωση εξυπηρετεί στην ανταλλαγή πληροφοριών μεταξύ διαφορετικών πιθανών λύσεων, όπως αναφέρθηκε προηγουμένως.

Ο τελεστής της μετάλλαξης αλλάζει αυθαίρετα ένα ή περισσότερα γονίδια ενός συγκεκριμένου ατόμου. Αυτό πραγματοποιείται με τυχαία αλλαγή γονιδίων, σύμφωνα με την “πιθανότητα μετάλλαξης”. Η μετάλλαξη υποβοηθά στην εισαγωγή νέων πιθανών λύσεων, διαφορετικών από τις υπάρχουσες, στον ήδη υπάρχοντα πληθυσμό.

Η διαδικασία επαναλαμβάνεται μέχρι να ικανοποιηθούν τα κριτήρια που έχουν τεθεί.

### 7.3.3 Γενετικοί τελεστές

Οι κυριότεροι γενετικοί τελεστές είναι οι ακόλουθοι [Holland (1992)]:

**Επιλογή:** Αποτελεί τον πρώτο τελεστή που εφαρμόζεται στον πληθυσμό. Από την υπάρχουσα γενιά επιλέγονται τα πιο κατάλληλα μέλη (γονείς) σύμφωνα με τη μέθοδο του ελιτισμού, και τα οποία, με την εφαρμογή άλλων τελεστών, παράγουν τους απογόνους. Σύμφωνα με τη μέθοδο του ελιτισμού αντιγράφεται πρώτα το “καλύτερο”, στοιχείο της προηγούμενης γενιάς, δηλαδή το στοιχείο που έδωσε ως αποτέλεσμα τη μεγαλύτερη τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης, συγκριτικά με τον υπόλοιπο πληθυσμό.

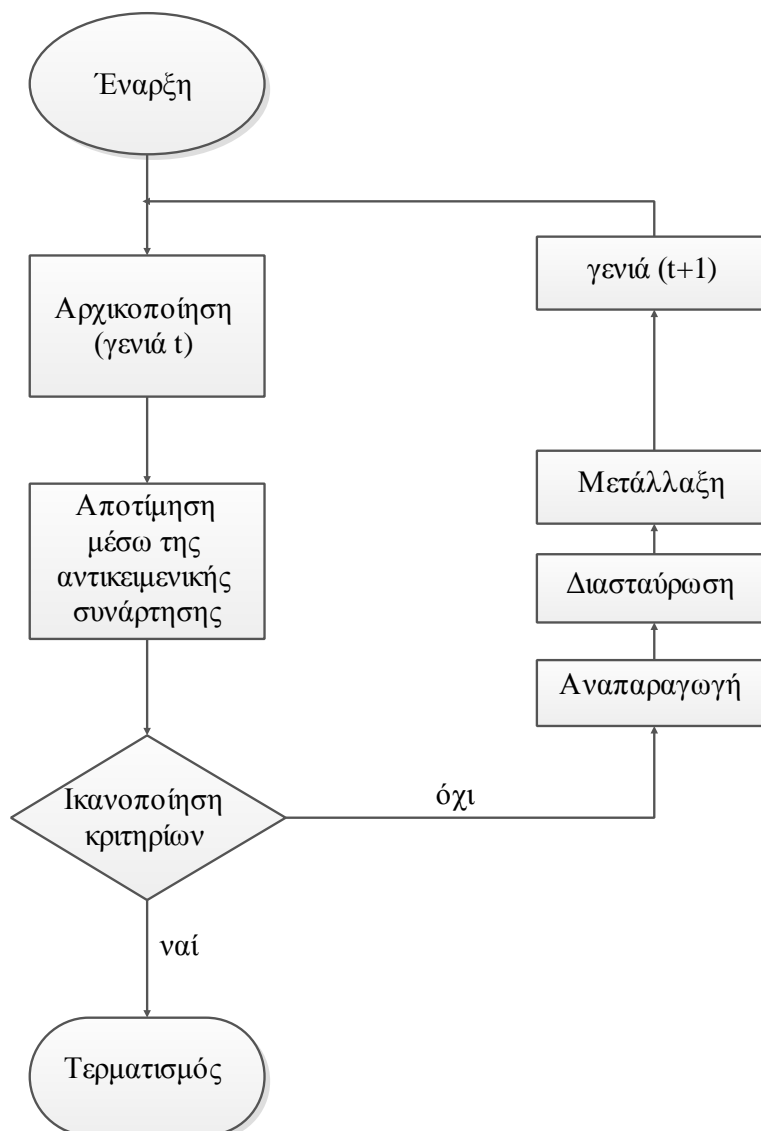
**Διασταύρωση:** Αποτελεί τον γενετικό τελεστή, ο οποίος συνδυάζει (διασταυρώνει) δυο μέλη του υπάρχοντος πληθυσμού, με σκοπό την παραγωγή ενός νέου (απόγονου). Ο κεντρικός σκοπός κατά τη διασταύρωση, είναι το στοιχείο του νέου πληθυσμού που θα παραχθεί, να έχει καλύτερες ιδιότητες από τα δυο προηγούμενα.



Η διασταύρωση λαμβάνει χώρα κατά τη διαδικασία παραγωγής της νέας γενιάς, με δεδομένη την πιθανότητα διασταύρωσης, η οποία καθορίζει πόσο συχνά θα εκτελείται η διασταύρωση, και η οποία επιλέγεται από τον χρήστη και εισάγεται ως δεδομένο στον γενετικό αλγόριθμο.

Μετάλλαξη: Μετά την εκτέλεση της διαδικασίας διασταύρωσης, εκτελείται ο τελεστής μετάλλαξης. Ο γενετικός αυτός τελεστής χρησιμοποιείται με κύριο σκοπό την εξασφάλιση πολυμορφίας μεταξύ των μελών του πληθυσμού κατά την μετάβαση στη νέα γενιά. Η μετάλλαξη αποτελεί ένα σημαντικό κομμάτι του γενετικού αλγορίθμου, καθότι αποτρέπει τη νέα γενιά από το να μείνει στάσιμη σε ένα τοπικό βέλτιστο.

Λαμβάνει χώρα σύμφωνα με την “πιθανότητα μετάλλαξης”, η οποία επιλέγεται από τον χρήστη και καθορίζει πόσο συχνά θα υπόκεινται σε μετάλλαξη τα γονίδια του ατόμου. Οι αλλαγές αυτές θα βοηθήσουν τον γενετικό αλγόριθμο να φτάσει, πιθανότατα, σε “καλύτερες” λύσεις με την παραγωγή κάθε νέας γενιάς.



**Σχήμα 7.3.1:** Δομή ενός απλού γενετικού αλγορίθμου.

### 7.3.4 Πλεονεκτήματα χρήσης γενετικών αλγορίθμων

Μερικά από τα σημαντικότερα πλεονεκτήματα που έχει η χρήση Γ.Α. για την επίλυση προβλημάτων είναι τα εξής [Davis (1991)]:

Είναι δυνατή η επίλυση σύνθετων προβλημάτων γρήγορα και αξιόπιστα. Ένας από τους σημαντικούς λόγους χρήσης των γενετικών αλγορίθμων είναι η μεγάλη τους αποδοτικότητα. Τόσο στη θεωρία, όσο και στην πράξη, έχει διαπιστωθεί ότι προβλήματα που έχουν πολλές, δύσκολα προσδιορισμένες λύσεις μπορούν να αντιμετωπιστούν καλύτερα με τους γενετικούς αλγορίθμους. Αξιοσημείωτο είναι το γεγονός ότι συναρτήσεις που παρουσιάζουν σημαντικές διακυμάνσεις και καθιστούν ανεπαρκείς άλλες μεθόδους στην εύρεση των ακροτάτων τους, δεν αποτελούν σημεία δυσχέρειας για τους γενετικούς αλγορίθμους.

Επιπλέον, μπορούν εύκολα να συνεργαστούν με τα υπάρχοντα μοντέλα και κώδικες. Οι γενετικοί αλγόριθμοι προσφέρουν το σημαντικό πλεονέκτημα της χρήσης τους με προσθετικό τρόπο στα ήδη χρησιμοποιούμενα μοντέλα, χωρίς καμία απαίτηση επανασχεδίασης αυτών. Μπορούν κάλλιστα να συνεργαστούν με τον υπάρχοντα κώδικα, διότι χρησιμοποιούν μόνο πληροφορίες της διαδικασίας ή συνάρτησης που πρόκειται να βελτιστοποιήσουν, δίχως να ενδιαφέρει άμεσα ο ρόλος της μέσα στον κώδικα ή η όλη δομή αυτού.

Μπορούν επίσης να συμμετάσχουν σε υβριδικές μορφές με άλλες μεθόδους. Αν και η ισχύς των γενετικών αλγορίθμων είναι μεγάλη, σε μερικές ειδικές περιπτώσεις προβλημάτων, στα οποία άλλες μέθοδοι τυγχάνει να παρουσιάζουν αρκετά υψηλή αποδοτικότητα λόγω εξειδίκευσης, υπάρχει η δυνατότητα χρησιμοποίησης ενός υβριδικού σχήματος γενετικού αλγορίθμου με κάποια άλλη μέθοδο. Αυτό αποτελεί αποτέλεσμα της μεγάλης ευελιξίας των γενετικών αλγορίθμων.

Τέλος, εφαρμόζονται σε πολύ περισσότερα πεδία από κάθε άλλη μέθοδο. Το χαρακτηριστικό που τους εξασφαλίζει αυτό το πλεονέκτημα είναι η ελευθερία επιλογής των κριτηρίων που καθορίζουν την επιλογή μέσα στο τεχνικό περιβάλλον. Συνεπώς, οι γενετικοί αλγόριθμοι μπορούν να χρησιμοποιηθούν στην οικονομία, στο σχεδιασμό μηχανών, στην επίλυση μαθηματικών εξισώσεων, στην εκπαίδευση Νευρωνικών Δικτύων και σε πολλούς άλλους τομείς.

## 7.4 Διαδοχικός Τετραγωνικός Προγραμματισμός

### 7.4.1 Γενικά

Ο διαδοχικός τετραγωνικός προγραμματισμός (Sequential Quadratic Programming – SQP) αποτελεί μια από τις πιο αποτελεσματικές μεθόδους επίλυσης μη γραμμικών προβλημάτων βελτιστοποίησης με περιορισμούς. Η λειτουργία της έγκειται στην παραγωγή μιας ακολουθίας βημάτων μέσω της επίλυσης υπό-προβλημάτων τετραγωνικού προγραμματισμού, στο πλαίσιο τόσο της μεθοδολογίας αναζήτησης γραμμής (line search method), όσο και της μεθοδολογίας περιοχής εμπιστοσύνης (trust-region method). Η μέθοδος αυτή είναι κατάλληλη για την επίλυση μικρών αλλά και μεγάλων προβλημάτων, τα οποία παρουσιάζουν σημαντικές μη γραμμικότητες στους περιορισμούς [Bonnans (2006)].

## 7.4.2 Βασικά στοιχεία της μεθόδου SQP

Η βασική ιδέα της μεθόδου SQP είναι να μοντελοποιήσει το μη γραμμικό πρόβλημα βελτιστοποίησης σε μια δεδομένη προσεγγιστική λύση μέσω ενός υπό-προβλήματος τετραγωνικού προγραμματισμού και εν συνεχεία να χρησιμοποιήσει τη λύση αυτού του υπό-προβλήματος για να κατασκευάσει μια καλύτερη προσέγγιση. Η διαδικασία αυτή επαναλαμβάνεται με σκοπό τη δημιουργία μιας ακολουθίας προσεγγιστικών λύσεων που θα συγκλίνει σε μια λύση του μη γραμμικού προβλήματος [Κατηνιώτης (2012)].

Πιο συγκεκριμένα, θεωρείται ένα μη γραμμικό πρόβλημα της μορφής:

$$\min_x f(x), \quad \begin{cases} h_j(x) = 0, & j = 1, 2, \dots, m \\ g_i(x) \geq 0, & i = 1, 2, \dots, n \end{cases} \quad (7.4.1)$$

όπου:

$$x = (x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_k)$$

$f(x)$ , η αντικειμενική συνάρτηση, το ελάχιστο της οποίας ζητείται.

$h(x) = (h_1, h_2, \dots, h_m)$ , οι συναρτήσεις ισοτικών περιορισμών.

$g(x) = (g_1, g_2, \dots, g_n)$ , οι συναρτήσεις ανισοτικών περιορισμών.

Η συνάρτηση Lagrange του προβλήματος ελαχιστοποίησης (7.4.1) δίνεται από την Εξ. (7.4.2):

$$\mathcal{L}(x, \lambda, \mu) = f(x) - \lambda^T h(x) - \mu^T g(x) \quad (7.4.2)$$

όπου τα διανύσματα  $\lambda \in \mathcal{R}^m$ ,  $\mu \in \mathcal{R}^n$  αποτελούν τους πολλαπλασιαστές Lagrange.

Το τετραγωνικό υπό-πρόβλημα ελαχιστοποίησης μπορεί να οριστεί μέσω της γραμμικοποίησης τόσο των ανισοτικών, όσο και των ισοτικών περιορισμών, ως εξής [Sun and Yuan (2006), Boggs (1982)]:

$$\min_p f(x_k) + \nabla f^T(x_k)p + \frac{1}{2} p^T \nabla^2 L(x_k, \lambda_k, \mu_k) p, \quad (7.4.3)$$

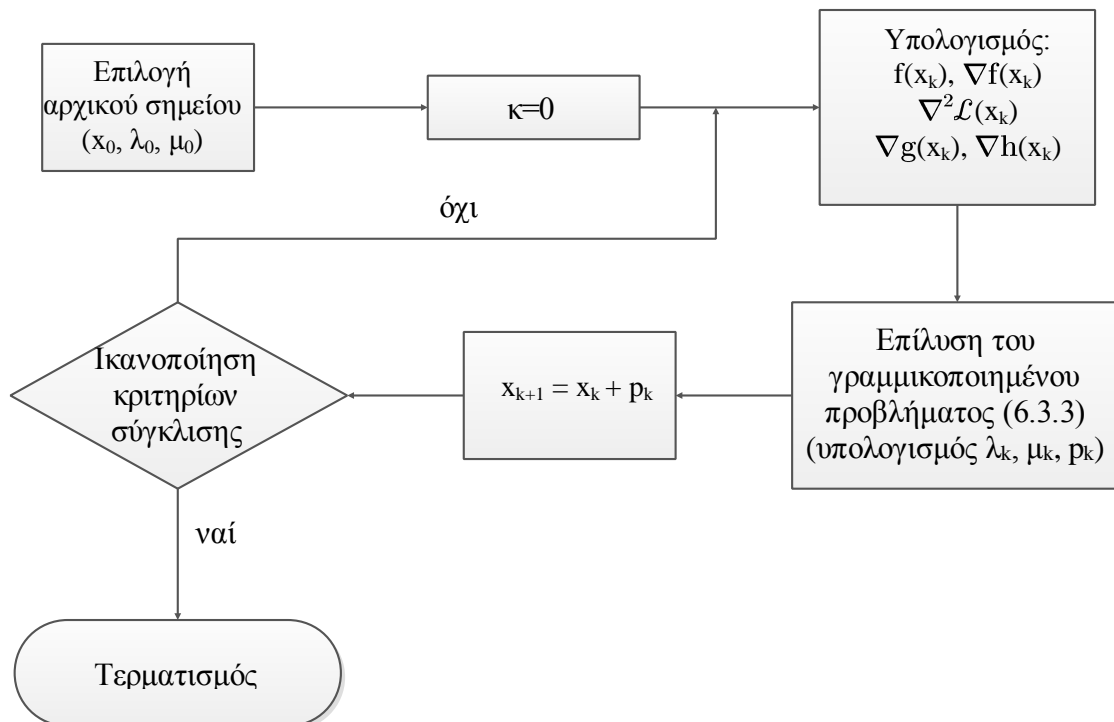
$$\text{με περιορισμούς} \quad \begin{cases} \nabla h_j(x_k)^T p + h_j(x_k) = 0, & j = 1, 2, \dots, m \\ \nabla g_i(x_k)^T p + g_i(x_k) \geq 0, & i = 1, 2, \dots, n \end{cases}$$

όπου:

$$\nabla(x) = \left( \frac{\partial}{\partial x_1} + \frac{\partial}{\partial x_2} + \dots + \frac{\partial}{\partial x_n} \right) \quad (7.4.4)$$

$$\nabla^2(x) = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2}{\partial x_1^2} & \dots & \frac{\partial^2}{\partial x_1 \partial x_n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial^2}{\partial x_n \partial x_1} & \dots & \frac{\partial^2}{\partial x_n^2} \end{bmatrix} \quad (7.4.5)$$

Στην περίπτωση αυτή, η μέθοδος SQP για το πρόβλημα (7.4.1) περιγράφεται από τον αλγόριθμο του Σχήματος 7.4.1, ερμηνεύοντας ως λύση τους πολλαπλασιαστές Lagrange  $\lambda$ ,  $\mu$  και την κατεύθυνση έρευνας  $p$ , η οποία θα χρησιμοποιηθεί για τον προσδιορισμό της νέας επανάληψης.



Σχήμα 7.4.1: Αλγόριθμος της μεθόδου SQP για το πρόβλημα (7.4.1) [Fletcher (1987)].

## 7.5 Αποτελέσματα Βελτιστοποίησης

Επιλέγονται οι ακόλουθες τιμές για τις παραμέτρους του γενετικού αλγορίθμου:

- Αριθμός γενεών: 100
- Πληθυσμός: 50
- Πιθανότητα διασταύρωσης: 0,8
- Πιθανότητα μετάλλαξης: 0,2

Σημειώνεται πως η βελτιστοποίηση του συστήματος πραγματοποιήθηκε με τη χρήση του προγράμματος Matlab, και οι θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου υπολογίστηκαν μέσω του προγράμματος Refprop 8.0.

Στους Πίνακες 7.5.1 – 7.5.2 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της θερμοοικονομικής βελτιστοποίησης, και στα Σχήματα 7.5.1 – 7.5.2 παρουσιάζεται η μεταβολή της αντικειμενικής συνάρτησης κατά την εξέλιξη της διαδικασίας βελτιστοποίησης.

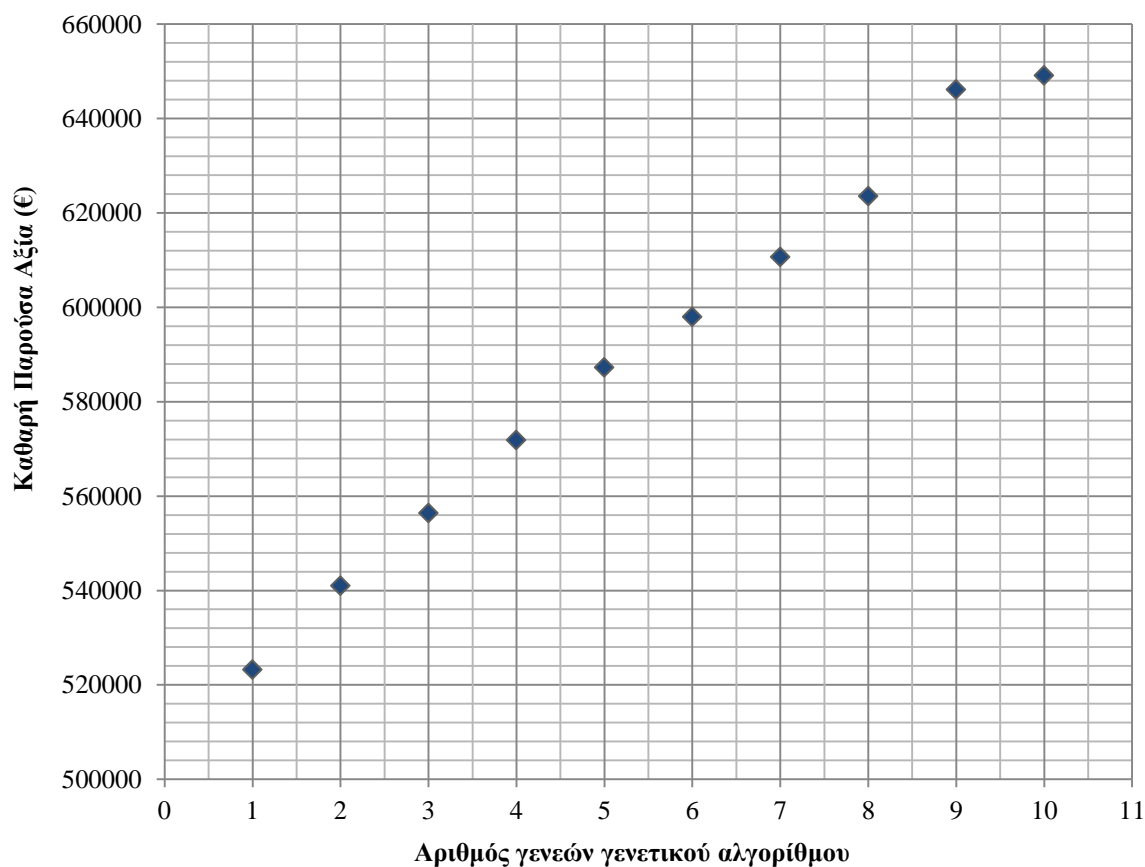
Πίνακας 7.5.1: Βέλτιστες τιμές ανεξάρτητων μεταβλητών λειτουργίας.

$\dot{m}_{ORC,LT}$	$\dot{m}_{ORC,HT}$	$P_{ORC,LT}$	$P_{ORC,HT}$
71 kg/sec	0 kg/sec	20 bar	-

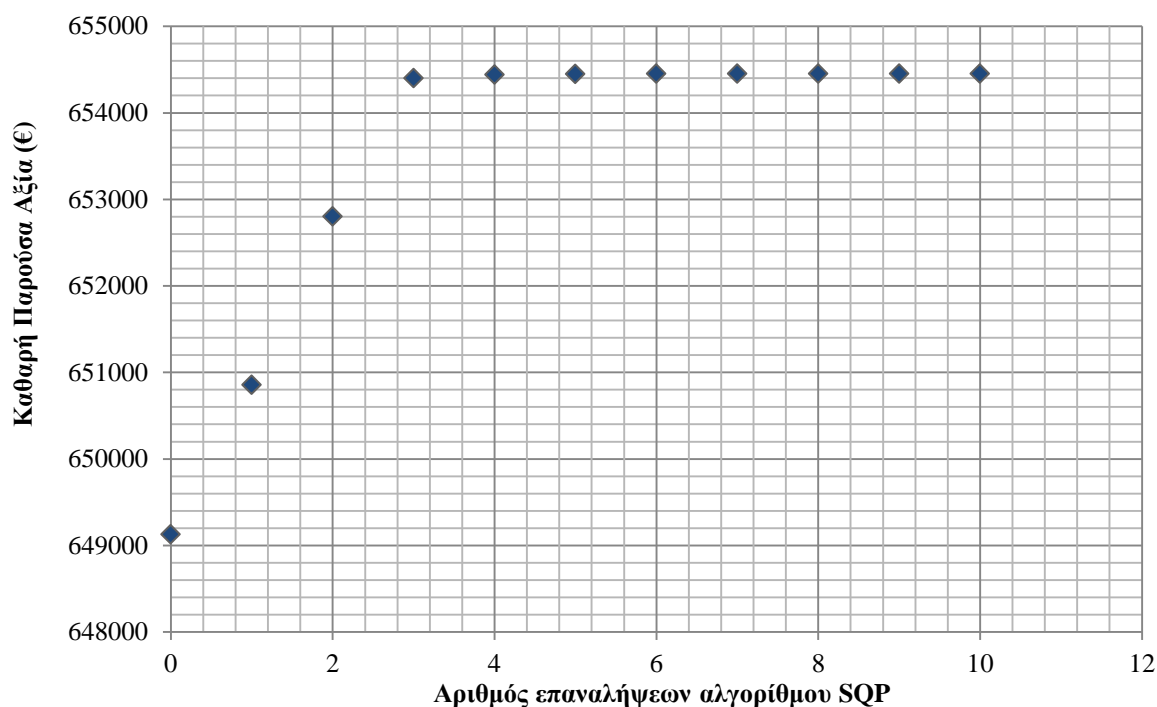
**Πίνακας 7.5.2: Βέλτιστες τιμές ανεξάρτητων μεταβλητών σχεδιασμού.**

Εναλλάκτης Θερμότητας	Np	t (mm)	L <sub>V</sub> (mm)	L <sub>P</sub> (mm)	L <sub>W</sub> (mm)
Λιπαντικού ελαίου	176	2,6	1826	1388	480
Νερού ψύξης χιτωνίων	264	2,5	1740	1130	760
Αέρα υπερπλήρωσης	512	2,5	1835	1306,2	610
Συμπυκνωτής	226	2,5	1740	1130	760
Συμπυκνωτής / Εξατμιστής	-	-	-	-	-

Από τα Σχήματα 7.5.1 – 7.5.2 παρατηρείται πως από το αρχικό σημείο που εισήχθη στο γενετικό αλγόριθμο, με το πέρασμα σε κάθε νέα γενιά, η Καθαρή Παρούσα Αξία αυξανόταν σχεδόν γραμμικά, μέχρι την τιμή 649.127 €. Στη συνέχεια, με την εισαγωγή των συγκεκριμένων τιμών των μεταβλητών βελτιστοποίησης στον αλγόριθμο SQP, παρατηρείται αύξηση της Καθαρής Παρούσας Αξίας για 3 συνεχόμενες επαναλήψεις, με μέση αύξηση 1.757 €, φαινόμενο το οποίο υποδεικνύει πως ο γενετικός αλγόριθμος δεν κατάφερε να προσεγγίσει με απόλυτη ακρίβεια το ολικό βέλτιστο. Οι τελευταίες 8 επαναλήψεις του αλγορίθμου SQP πραγματοποιήθηκαν προκειμένου να ικανοποιηθούν τα κριτήρια σύγκλισης, συνεπώς η μέση αύξηση της Καθαρής Παρούσας Αξίας είναι αμελητέα (~0,08 € σε κάθε επανάληψη). Η τελική τιμή της Καθαρής Παρούσας Αξίας που προέκυψε ανέρχεται σε 654.450 €.



**Σχήμα 7.5.1: Μεταβολή της Καθαρής Παρούσας Αξίας κατά την εξέλιξη του γενετικού αλγορίθμου.**



**Σχήμα 7.5.2:** Μεταβολή της Καθαρής Παρούσας Αξίας κατά την εξέλιξη του αλγόριθμου βελτιστοποίησης με τη μέθοδο SQP.

Εξετάζοντας πιο προσεκτικά το συγκεκριμένο λειτουργικό προφίλ της κύριας μηχανής (Ενότητα 4.2), είναι εμφανές πως για τη λειτουργία του πλοίου ακολουθείται η πρακτική “slow steaming”. Αυτό σημαίνει πως το πλοίο, εξαιτίας της κατάστασης στην οποία βρίσκεται η αγορά και των χαμηλών ναύλων, αφ’ ενός βρίσκεται σε λειτουργία μονάχα 5000 ώρες ετησίως (57,1% των 8760 ωρών σε ένα έτος), αφ’ ετέρου λειτουργεί σε χαμηλές υπηρεσιακές ταχύτητες με σκοπό την εξοικονόμηση καυσίμου. Το γεγονός αυτό επηρεάζει σημαντικά τη λειτουργία της κύριας μηχανής, και κατά συνέπεια, και του συστήματος του κύκλου Rankine που βασίζεται σε αυτήν.

Αναφορικά με τον κύκλο υψηλής θερμοκρασίας, από τα αποτελέσματα του προγράμματος βελτιστοποίησης (Πίνακας 7.5.1) παρατηρείται πως αυτός δεν τίθεται σε λειτουργία. Αυτό συμβαίνει καθότι η λειτουργία αυτού απαιτεί η θερμοκρασία κατά την έξοδο του εκτονωτή υψηλής θερμοκρασίας να ξεπερνά τους 117°C, (σε θερμοκρασίες χαμηλότερες από αυτό το όριο αυξάνεται επικίνδυνα η υγρότητα του εργαζόμενου μέσου στο εσωτερικό του εκτονωτή). Η απαίτηση ικανοποιείται μονάχα με λειτουργία της κύριας μηχανής σε ποσοστά φόρτισης ίσα ή μεγαλύτερα από το 80% του ονομαστικού σημείου. Παρ’ όλα αυτά, παρατηρώντας το προφίλ της κύριας μηχανής, ο χρόνος λειτουργίας της σε ποσοστά φόρτισης  $\geq 80\%$  MCR ανέρχεται σε μόλις 327 ώρες ετησίως.

Τελικά, από το πρόγραμμα βελτιστοποίησης προέκυψε ως αποτέλεσμα πως το κόστος εγκατάστασης και λειτουργίας του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας είναι δυσανάλογο του κόστους καυσίμου που εξοικονομείται ετησίως χάρη σε αυτόν, και πως το σύστημα των δύο συνδεδεμένων κύκλων, για το συγκεκριμένο λειτουργικό προφίλ, εκφυλλίζεται σε απλό κύκλο Rankine με εργαζόμενο μέσο το ρευστό R-413a, ο οποίος θα απορροφά θερμότητα και από το κύκλωμα ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης της κύριας μηχανής (διακεκομμένη γραμμή του Σχήματος 7.2.1).

Παρ’ όλα αυτά, κάτω από διαφορετικές συνθήκες, η ύπαρξη του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας είναι οικονομικά συμφέρουσα, όπως θα φανεί με την ανάλυση που παρουσιάζεται στο Εδάφιο 7.6.6.

Στον Πίνακα 7.5.4 παρουσιάζονται τα θερμοδυναμικά στοιχεία του συστήματος OKR για διαφορετικά φορτία της κύριας μηχανής. Στον Πίνακα 7.5.5 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά των εναλλακτών θερμότητας, και στο Σχήμα 7.5.2 το κόστος καυσίμου που αποφεύγεται κατά το πρώτο έτος λειτουργίας χάρη στο σύστημα OKR.

Παρατηρείται πως το σύστημα που προέκυψε μετά τη διαδικασία βελτιστοποίησης, το οποίο αποτελεί έναν απλό κύκλο Rankine, με εργαζόμενο μέσο το ζεοτροπικό μείγμα, παρουσιάζει μεγαλύτερη καθαρή παρούσα αξία (654.540 €) έναντι των συστημάτων δύο συστημάτων απλών κύκλων Rankine, με εργαζόμενα μέσα τα ρευστά R-245fa και R-245ca (50%) / R-365mfc (50%), όπως παρουσιάστηκαν στον Πίνακα 5.7.1, παρ' όλο που η αποδιδόμενη ισχύς του είναι σημαντικά μικρότερη (672,56 kW).

Αυτό οφείλεται στο γεγονός πως η σχετικά υψηλότερη ισχύς των άλλων δύο συστημάτων απλών κύκλων Rankine δεν καθίσταται εκμεταλλεύσιμη στις περιπτώσεις μερικής φόρτισης της κύριας μηχανής, ενώ με το σύστημα OKR που προέκυψε μετά την βελτιστοποίηση, τα ποσά παραγόμενης ισχύος είναι ικανοποιητικά ακόμα και σε χαμηλές φορτίσεις της κύριας μηχανής. Ακόμα και σε ποσοστά φόρτισης 20% επί του ονομαστικού σημείου λειτουργίας της κύριας μηχανής, παρατηρείται πως η παραγόμενη, από τον κύκλο Rankine, ισχύς ανέρχεται σε ποσοστό 47,3% της αντίστοιχης ισχύος που αποδίδεται κατά τη λειτουργία της κύριας μηχανής στο ονομαστικό σημείο φόρτισης.

Από το Σχήμα 7.5.3 παρατηρείται πως τα μεγαλύτερα ποσοστά του κόστους καυσίμου που εξοικονομείται, προέρχονται από τη λειτουργία της κύριας μηχανής στο 60% και 40% του ονομαστικού σημείου φόρτισης (45% και 27% του συνολικού κόστους που εξοικονομείται, αντίστοιχα). Αυτό συμβαίνει κατά κύριο λόγο διότι η κύρια μηχανή λειτουργεί για αρκετά μεγάλο χρονικό διάστημα (40% και 31% του συνολικού ετήσιου χρόνου λειτουργίας αντίστοιχα) στα συγκεκριμένα φορτία.

Τέλος, στο Σχήμα 7.5.4 παρουσιάζεται το κόστος των στοιχείων που απαρτίζουν το σύστημα.

**Πίνακας 7.5.3:** Θερμοκρασίες λειτουργίας του συστήματος OKR (τιμές σε °C).

	100% MCR	80% MCR	60% MCR	40% MCR	20% MCR
T <sub>1</sub>	46	46	46	46	46
T <sub>2</sub>	46,65	46,65	46,65	46,65	46,65
T <sub>3</sub>	52,58	51,83	51,83	51,83	51,83
T <sub>4</sub>	70,27	69,46	69,12	68,81	68,27
T <sub>5</sub>	103,45	98,65	92,56	77,42	73,53
T <sub>6</sub>	86,34	78,56	72,45	63,56	61,46
T <sub>7</sub>	-	-	-	-	-
T <sub>8</sub>	-	-	-	-	-
T <sub>9</sub>	-	-	-	-	-
T <sub>10</sub>	-	-	-	-	-

**Πίνακας 7.5.4:** Θερμοδυναμικά στοιχεία του συστήματος OKR.

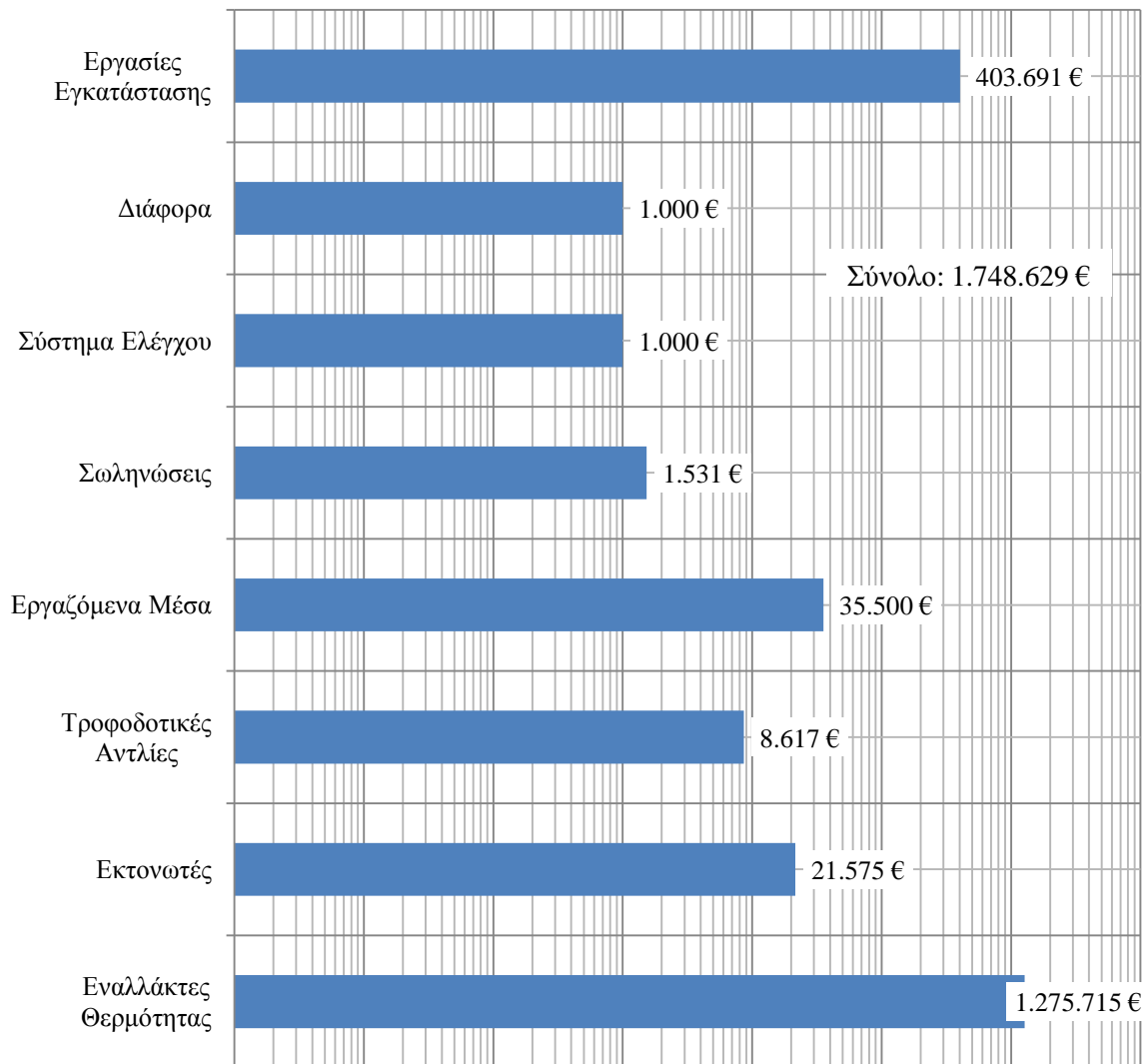
	100% MCR	80% MCR	60% MCR	40% MCR	20% MCR
W <sub>2R</sub> (kW)	672,56	578,65	368,4	332,5	318,1
η <sub>2R</sub> (%)	6,78	6,42	5,69	5,62	5,57
ζ <sub>2R</sub> (%)	39,98	38,75	36,37	35,84	35,07

**Πίνακας 7.5.5:** Σχεδιαστικά χαρακτηριστικά των εναλλακτών θερμότητας.

Εναλλάκτης Θερμότητας	$\dot{Q}_{100\%MCR}$ (kW)	U (W/m <sup>2</sup> K)	A (m <sup>2</sup> )
Συμπυκνωτής	1189,63	840,25	153,65
Λιπαντικού ελαίου	578,13	772,54	87,45
Νερού ψύξης χιτωνίων	2013,6	892,65	179,56
Αέρα υπερπλήρωσης	6575,7	908,65	287,52
Συμπυκνωτής / Εξατμιστής	-	-	-

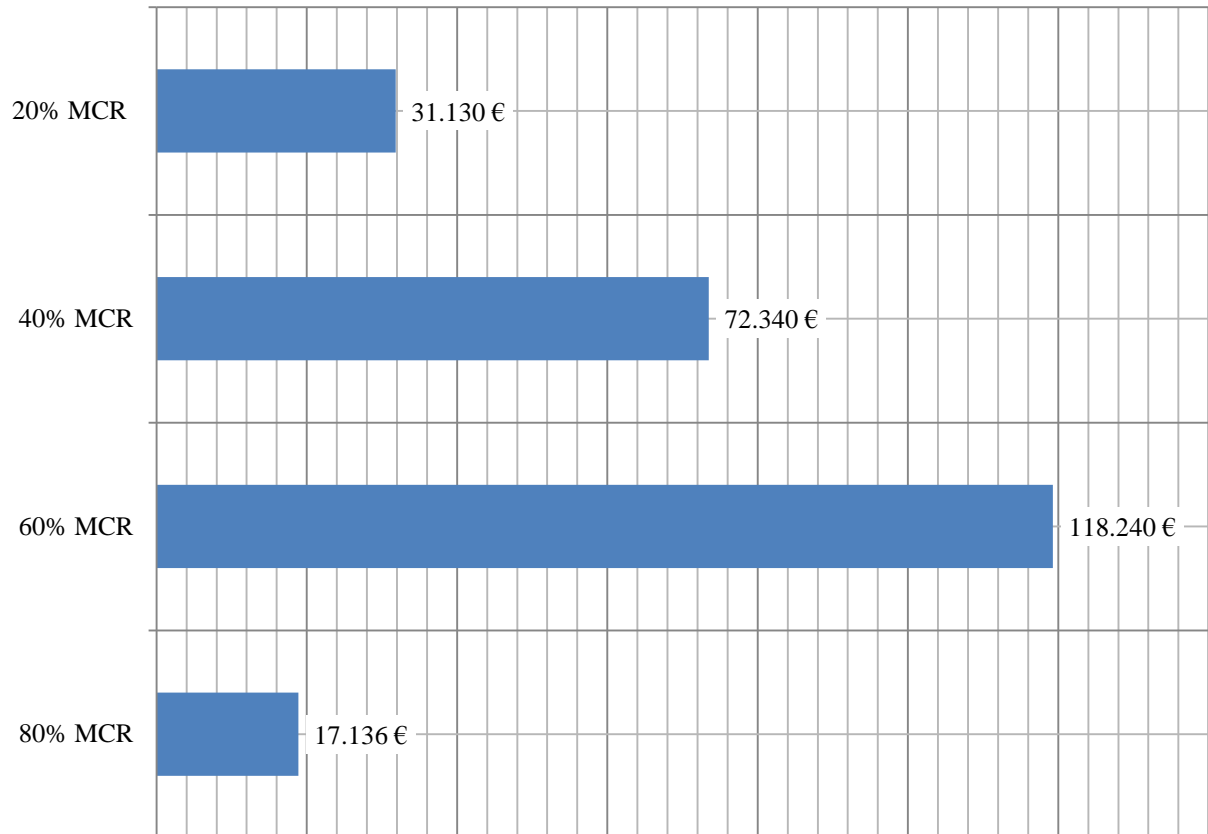
Έχοντας θεωρήσει ειδικό κόστος συντήρησης 0,01 €/kWh (Πίνακας 5.5.3), προκύπτει πως το συνολικό κόστος συντήρησης και λειτουργίας του συστήματος κατά το πρώτο έτος λειτουργίας ανέρχεται σε 24.897 €. Τέλος, η έντοκη περίοδος αποπληρωμής του συστήματος ανέρχεται σε 6,3 έτη, και το ειδικό κόστος παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας σε 2.600 €/kWh.

Επιπλέον, χάρη στο σύστημα του οργανικού κύκλου Rankine δεν εκλύονται στην ατμόσφαιρα 428,5 tons CO<sub>2</sub>, 3,13 tons NO<sub>x</sub>, και 6,19 tons SO<sub>2</sub> ετησίως.



**Σχήμα 7.5.3:** Κόστος κτήσεως και εγκατάστασης του συστήματος OKR.





**Σχήμα 7.5.4:** Κόστος καυσίμου που αποφεύγεται σε κάθε φορτίο της κύριας μηχανής.

## 7.6 Ανάλυση Ευαισθησίας

### 7.6.1 Εισαγωγή

Δεδομένου ότι οι τιμές των οικονομικών μεγεθών του Πίνακα 5.5.3 που χρησιμοποιήθηκαν για τη βελτιστοποίηση σχεδιασμού – λειτουργίας του συστήματος προέκυψαν από μελέτες εγκαταστάσεων στεριάς ως αποτελέσματα στατιστικών εκτιμήσεων ή προβλέψεων, είναι κατανοητό πως δεν είναι γνωστές με απόλυτη ακρίβεια. Για τον λόγο αυτόν κρίνεται απαραίτητη η ανάλυση ευαισθησίας ως προς τις συγκεκριμένες παραμέτρους, προκειμένου να μελετηθεί η επίδραση που έχει στη βέλτιστη λύση η μεταβολή των τιμών των παραμέτρων αυτών.

Εκτός των οικονομικών παραμέτρων, ανάλυση ευαισθησίας θα πραγματοποιηθεί και ως προς το λειτουργικό προφίλ της κύριας μηχανής, προκειμένου να μελετηθεί η εξοικονόμηση του κόστους καυσίμου χάρη στο σύστημα του OKR σε περιπτώσεις όπου το σύστημα πρόωσης βρίσκεται σε λειτουργία για μεγαλύτερο χρονικό διάστημα ετησίως, αλλά και με λειτουργία σε μεγαλύτερες από τις δεδομένες υπηρεσιακές ταχύτητες (άρα και ισχύες της κύριας μηχανής).

Στην παρούσα μελέτη, η ανάλυση ευαισθησίας θα πραγματοποιηθεί μέσω χάραξης διαγραμμάτων. Το πρόβλημα βελτιστοποίησης θα λυθεί για διάφορες τιμές κάθε παραμέτρου, διατηρώντας όλες τις υπόλοιπες παραμέτρους σταθερές, και θα χαραχθεί η μεταβολή της αντικειμενικής συνάρτησης και ορισμένων ανεξάρτητων μεταβλητών.

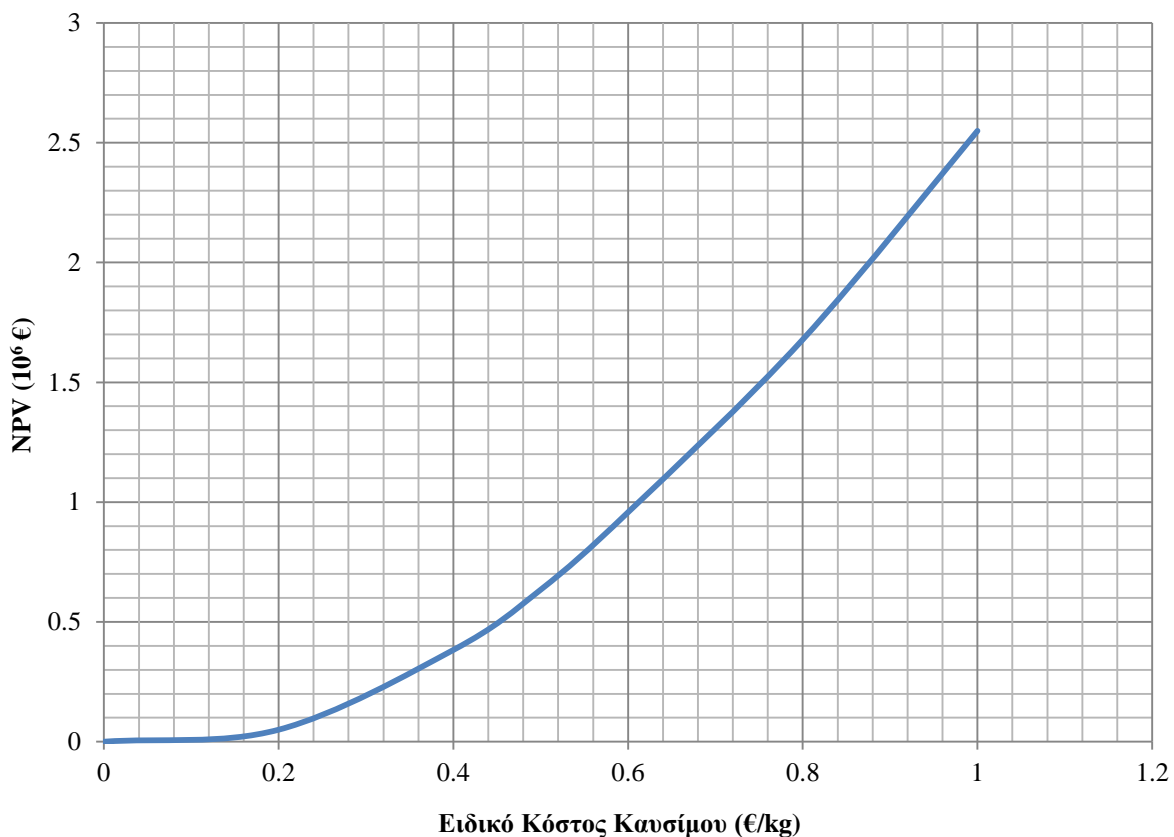
### 7.6.2 Ειδικό κόστος καυσίμου

Στο Σχήμα 7.6.1 παρουσιάζεται η επίδραση της τιμής του ειδικού κόστους καυσίμου στην Καθαρή Παρούσα Αξία της επένδυσης, για εύρος τιμών 40% - 200% της αρχικής τιμής (0,5 €/kWh).

Παρατηρείται πως η αύξηση του ειδικού κόστους καυσίμου επιφέρει αύξηση επί της Καθαρής Παρούσας Αξίας. Δεδομένου πως το λειτουργικό προφίλ της κύριας μηχανής είναι σταθερό, και, κατά συνέπεια, και οι θερμοκρασίες λειτουργίας και η παραγόμενη ισχύς του συστήματος του OKR, από τις Εξ. (5.5.9) – (5.5.10) παρατηρείται πως η Καθαρή Παρούσα Αξία και το ειδικό κόστος καυσίμου είναι μεγέθη ανάλογα, όπως υποδεικνύεται και από το Σχήμα 7.6.1.

Αναλυτικότερα, μέχρι την τιμή καυσίμου 0,15 €/kg παρατηρείται σχεδόν μηδενική τιμή της Καθαρής Παρούσας Αξίας (για τιμή ειδικού κόστους καυσίμου 0,1 €/kg, η Καθαρή Παρούσα Αξία ανέρχεται σε 25.000 €), η οποία αυξάνει μέχρι την τιμή 2.549.500 €, για τιμή ειδικού κόστους καυσίμου ίση με 1 €/kg.

Εκτός του προαναφερθέντος εύρους τιμών, εξετάσθηκε και η ειδική περίπτωση όπου το ειδικό κόστος καυσίμου μηδενίζεται, προκειμένου να ελεγχθεί η ευστάθεια του αλγορίθμου βελτιστοποίησης. Στην περίπτωση αυτή, από τον αλγόριθμο βελτιστοποίησης, μηδενίζεται επίσης και η Καθαρή Παρούσα Αξία της επένδυσης. Πιο συγκεκριμένα, με τον μηδενισμό του κόστους καυσίμου, το πρόγραμμα βελτιστοποίησης οδηγεί σε μηδενικές παροχές μάζας και ονομαστικές ισχύες των μηχανημάτων όπως αναμένεται, καθώς στην ειδική περίπτωση που το καύσιμο των ηλεκτρογεννητριών προσφέρεται δωρεάν, η επένδυση στο σύστημα αυτό δεν έχει οικονομικό νόημα.

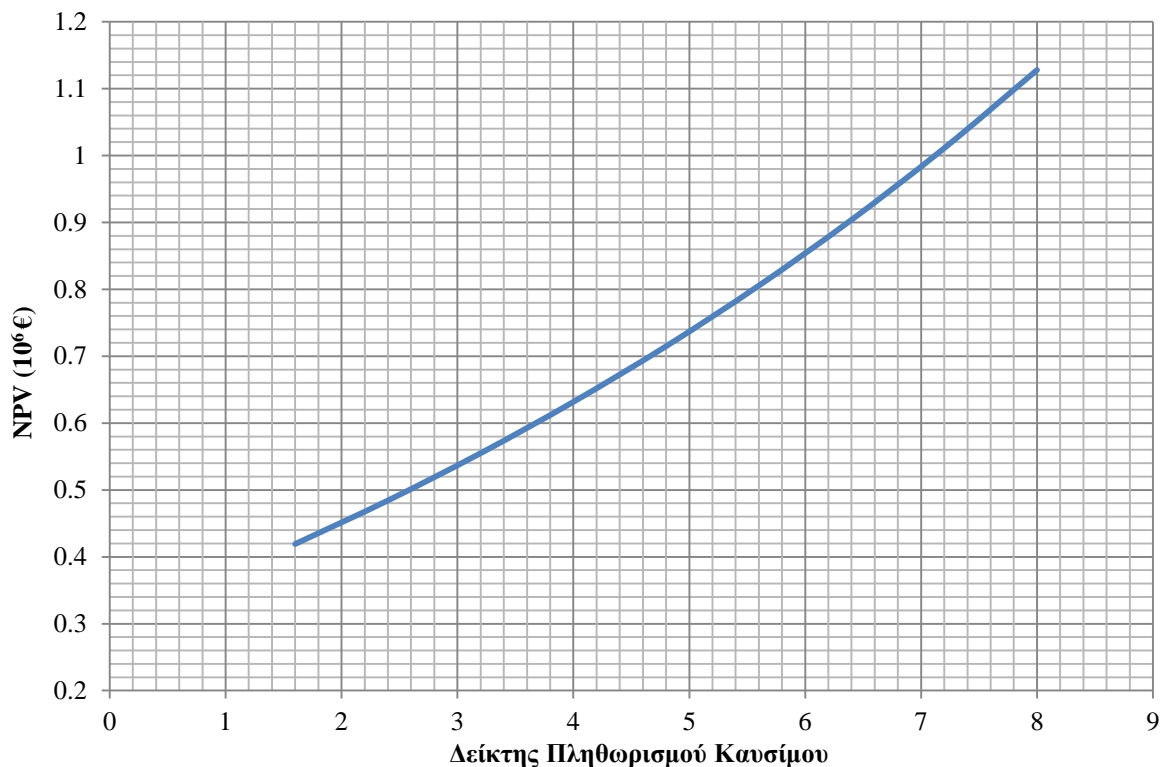


**Σχήμα 7.6.1:** Επίδραση της τιμής του ειδικού κόστους καυσίμου στη βέλτιστη τιμή της Καθαρής Παρούσας Αξίας της επένδυσης.

### 7.6.3 Δείκτης πληθωρισμού καυσίμου

Στο Σχήμα 7.6.2 παρουσιάζεται η επίδραση της τιμής του δείκτη πληθωρισμού του καυσίμου στην Καθαρή Παρούσα Αξία της επένδυσης, για εύρος τιμών 40% - 200% της αρχικής τιμής (4%).

Παρατηρείται πως αύξηση του δείκτη πληθωρισμού επιφέρει και αύξηση της Καθαρής Παρούσας Αξίας της επένδυσης. Ειδικότερα, σύμφωνα με το Σχήμα 7.6.2, η Καθαρή Παρούσα Αξία είναι ανάλογη του τετραγώνου του δείκτη πληθωρισμού του καυσίμου ( $NPV \sim f_f^2$ ). Πιο συγκεκριμένα, στη χαμηλότερη τιμή πληθωρισμού (1.6%), η Καθαρή Παρούσα Αξία της επένδυσης ανέρχεται σε μόλις 419.200 €, η οποία αυξάνεται συνεχώς, μέχρι την τιμή 1.127.900 €, για δείκτη πληθωρισμού 8%.

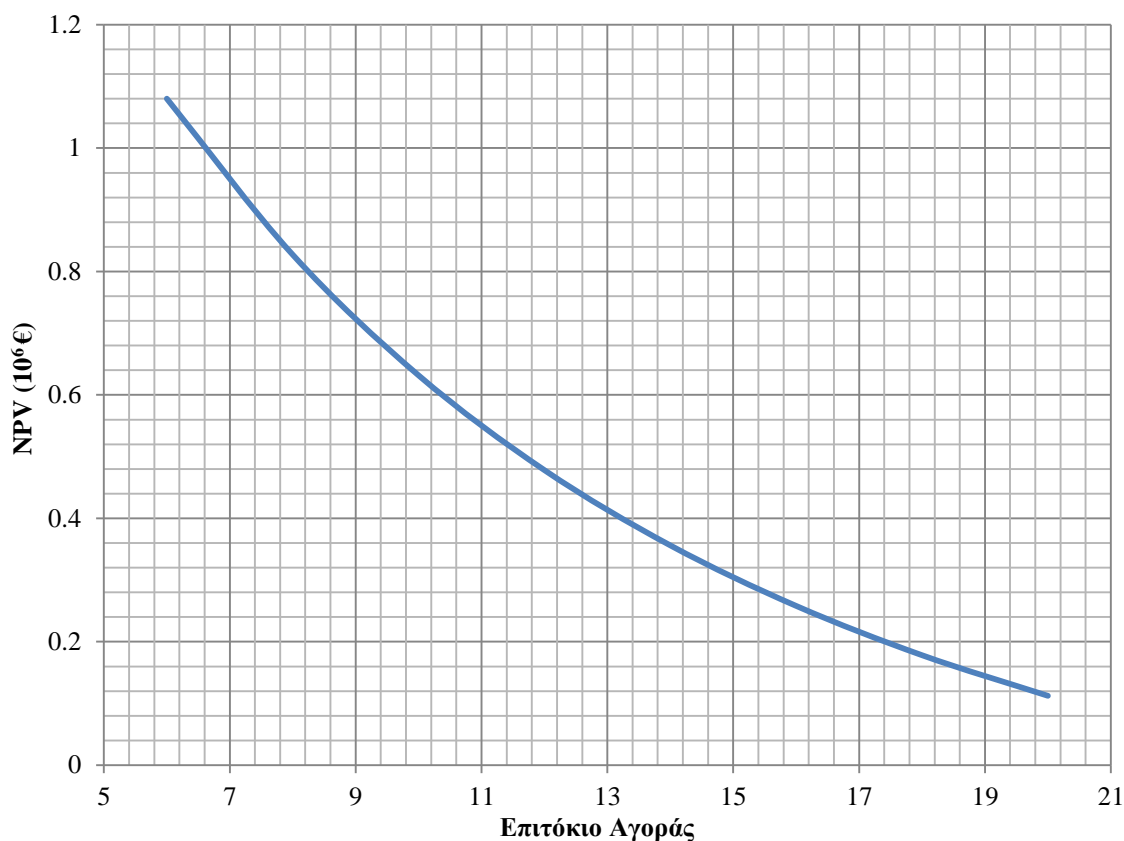


*Σχήμα 7.6.2: Επίδραση της τιμής του δείκτη πληθωρισμού του καυσίμου στην βέλτιστη τιμή της Καθαρής Παρούσας Αξίας της επένδυσης.*

### 7.6.4 Επιτόκιο αγοράς

Στο Σχήμα 7.6.3 παρουσιάζεται η επίδραση της τιμής του επιτοκίου αγοράς στην Καθαρή Παρούσα Αξία της επένδυσης, για εύρος τιμών 40% - 200% της αρχικής τιμής (10%).

Παρατηρείται πως το επιτόκιο αγοράς και η Καθαρή Παρούσα Αξία της επένδυσης είναι μεγέθη αντιστρόφως ανάλογα. Για τη χαμηλότερη τιμή επιτοκίου που εξετάστηκε (6%), τιμή η οποία αντιπροσωπεύει τις σημερινές προβλέψεις, παρουσιάζεται Καθαρή Παρούσα Αξία ίση με 1.080.100 €. Αξίζει να σημειωθεί πως ακόμα και για επιτόκιο αγοράς ίσο με 20%, η επένδυση εξακολουθεί να είναι οικονομικά συμφέρουσα, με Καθαρή Παρούσα Αξία 112.400 €.



**Σχήμα 7.6.3:** Επίδραση της τιμής του επιτοκίου αγοράς στην βέλτιστη τιμή της Καθαρής Παρούσας Αξίας της επένδυσης.

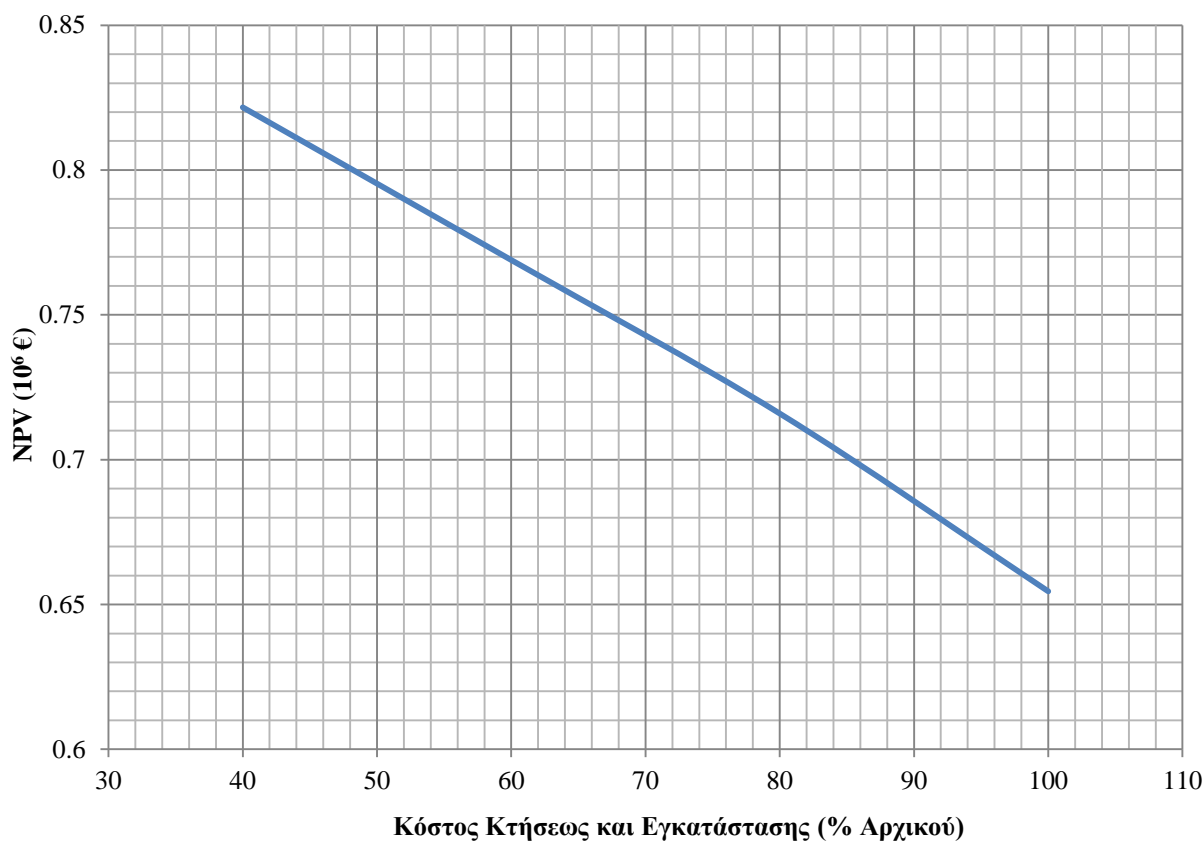
### 7.6.5 Κόστος κτήσεως συστήματος

Όπως αναφέρθηκε και στην Ενότητα 7.5, το ειδικό κόστος παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας μέσω του συστήματος οργανικού κύκλου Rankine ανέρχεται σε 2.605 €/kWh. Δεδομένου πως το κόστος συντήρησης και λειτουργίας είναι αρκετά χαμηλό για τέτοιου είδους συστήματα [David (2011)], το ειδικό κόστος είναι αρκετά μεγάλο εξαιτίας του αρχικού κόστους κεφαλαίου του συστήματος, το οποίο είναι αυξημένο καθότι τα συστήματα οργανικών κύκλων Rankine αποτελούν σχετικά νέα τεχνολογία. Για το λόγο αυτό κρίθηκε απαραίτητο να μελετηθεί και η επίδραση του αρχικού κόστους κτήσεως και εγκατάστασης του συστήματος στην Καθαρή Παρούσα Αξία της επένδυσης.

Οι συντελεστές κόστους των επιμέρους στοιχείων του συστήματος (Πίνακας 5.5.1) μεταβλήθηκαν αναλογικά σε εύρος τιμών 40% - 100% της αρχικής τους τιμής. Στον Πίνακα 7.6.1 παρουσιάζονται τα άνω και κάτω όρια του εκάστοτε συντελεστή, και στο Σχήμα 7.6.4 παρουσιάζεται η επίδραση της τιμής του αρχικού κόστους στην βέλτιστη τιμή της Καθαρής Παρούσας Αξίας της επένδυσης.

**Πίνακας 7.6.1:** Όρια των συντελεστών κόστους κτήσεως των στοιχείων του συστήματος.

$c_{T,1}$	500 - 1250.125	€	$c_{T,2}$	378 - 945	€/m <sup>3</sup> /sec
$c_{HEx,1}$	600 - 1500	€	$c_{HEx,2}$	874 - 2185	€/m <sup>2</sup>
$c_p$	1336 - 3340	€/W <sup>0.25</sup>	$c_{W.Fl.}$	200 - 500	€/kg/sec
$c_{Pipes,1}$	1,34 - 3.35	€/m	$c_{Pipes,2}$	0,312 - 0.78	€/m <sup>2</sup>



**Σχήμα 7.6.4:** Επίδραση της τιμής του αρχικού κόστους του συστήματος στην βέλτιστη τιμή της Καθαρής Παρούσας Αξίας της επένδυσης.

Παρατηρείται πως μείωση του κόστους κτήσεως και εγκατάστασης επιφέρει σημαντική αύξηση της Καθαρής Παρούσας Αξίας. Αξίζει να σημειωθεί πως η ωρίμανση και διάδοση της συγκεκριμένης τεχνολογίας (άρα και η μείωση του αρχικού κόστους κεφαλαίου) επιφέρει αξιόλογη αύξηση της Καθαρής Παρούσας Αξίας, η οποία ανέρχεται σε 821.647 € σε περίπτωση που το αρχικό κόστος της επένδυσης μειωθεί κατά 60%.

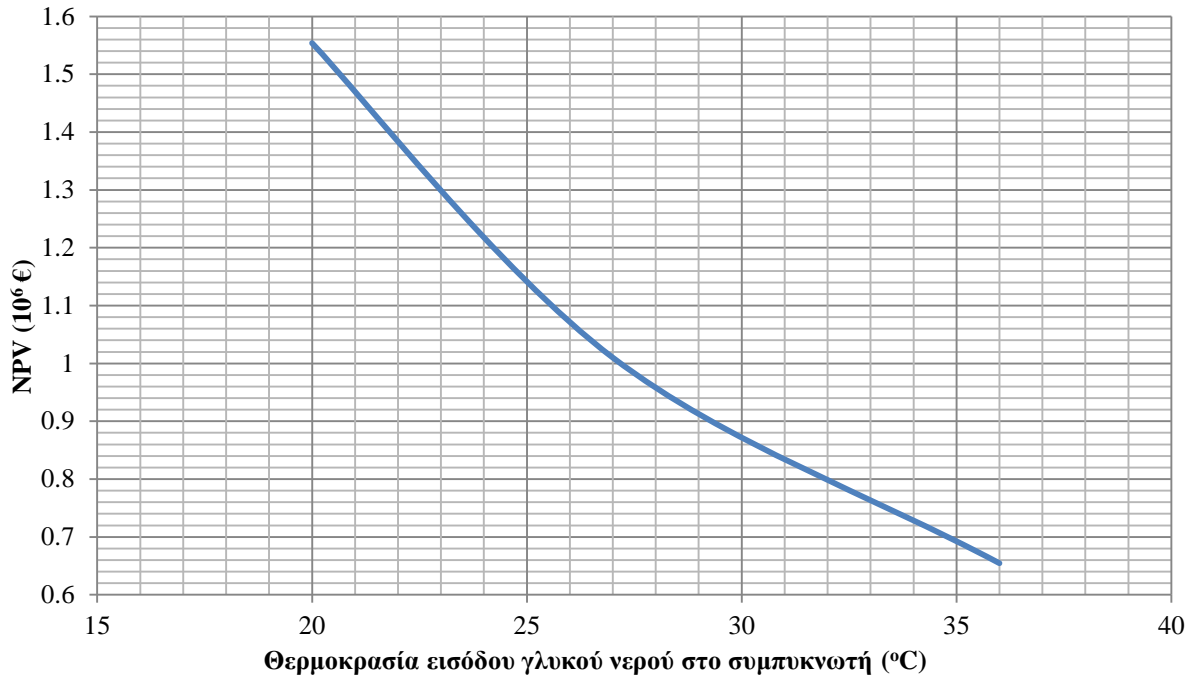
### 7.6.6 Θερμοκρασία κυκλώματος ψύξης γλυκού νερού

Η θερμοκρασία συμπύκνωσης του συστήματος του οργανικού κύκλου Rankine καθορίζεται από τη θερμοκρασία του νερού του κυκλώματος ψύξης, το οποίο αποτελεί το ψυχρό ρευστό του συμπυκνωτή του κύκλου. Στη μέχρι τώρα ανάλυση, έχει θεωρηθεί πως η θερμοκρασία εισόδου του νερού στον συμπυκνωτή ανέρχεται στους 36°C, θερμοκρασία η οποία αντιστοιχεί σε τροπικές συνθήκες λειτουργίας. Συνεπώς, κρίθηκε απαραίτητη και η μελέτη του συστήματος σε συνθήκες ISO και σε χειμερινές λειτουργικές συνθήκες, στις οποίες η θερμοκρασία εισόδου του νερού στον συμπυκνωτή θεωρείται πως ανέρχεται στους 30°C και 20 °C, αντίστοιχα.

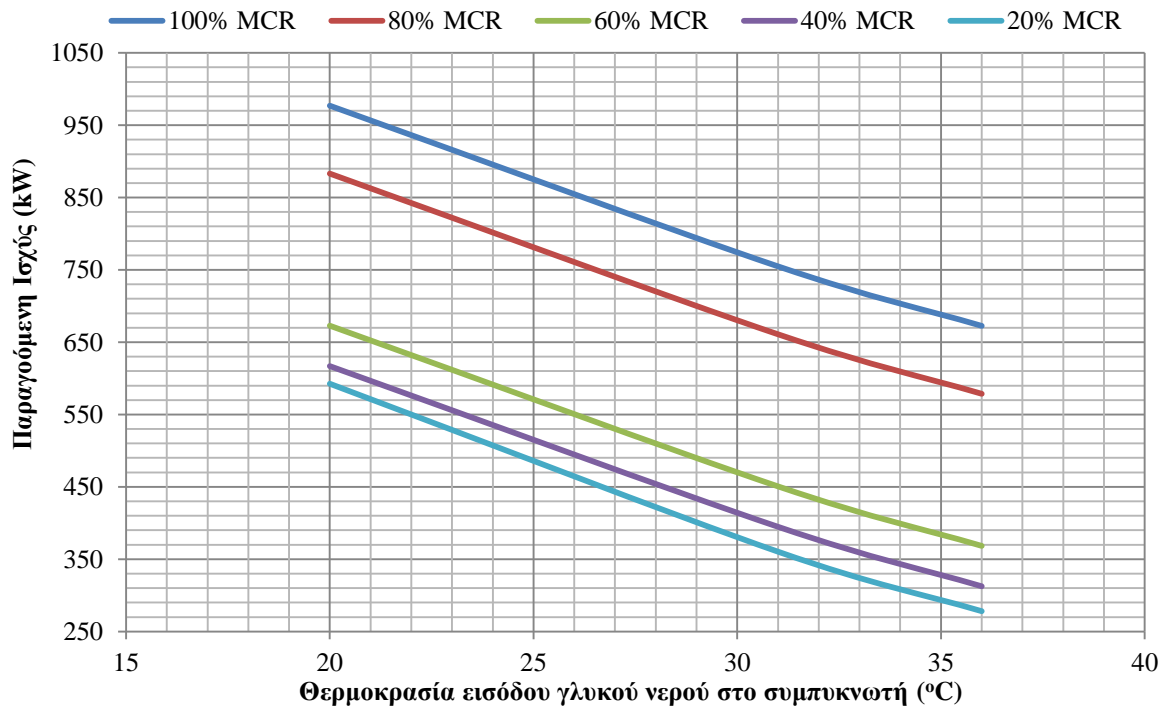
Στο Σχήμα 7.6.5 παρουσιάζεται η επίδραση της μεταβολής της θερμοκρασίας εισόδου του γλυκού νερού στον συμπυκνωτή στη βέλτιστη τιμή της Καθαρής Παρούσας Αξίας, και στα Σχήματα 7.6.6 – 7.6.8 τα θερμοδυναμικά στοιχεία του συστήματος οργανικού κύκλου Rankine για διάφορες τιμές της θερμοκρασίας εισόδου του γλυκού νερού στον συμπυκνωτή.

Από το Σχήμα 7.6.5 παρατηρείται πως μείωση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης επιφέρει αύξηση της Καθαρής Παρούσας Αξίας, η οποία από την τιμή των 654.540 € που

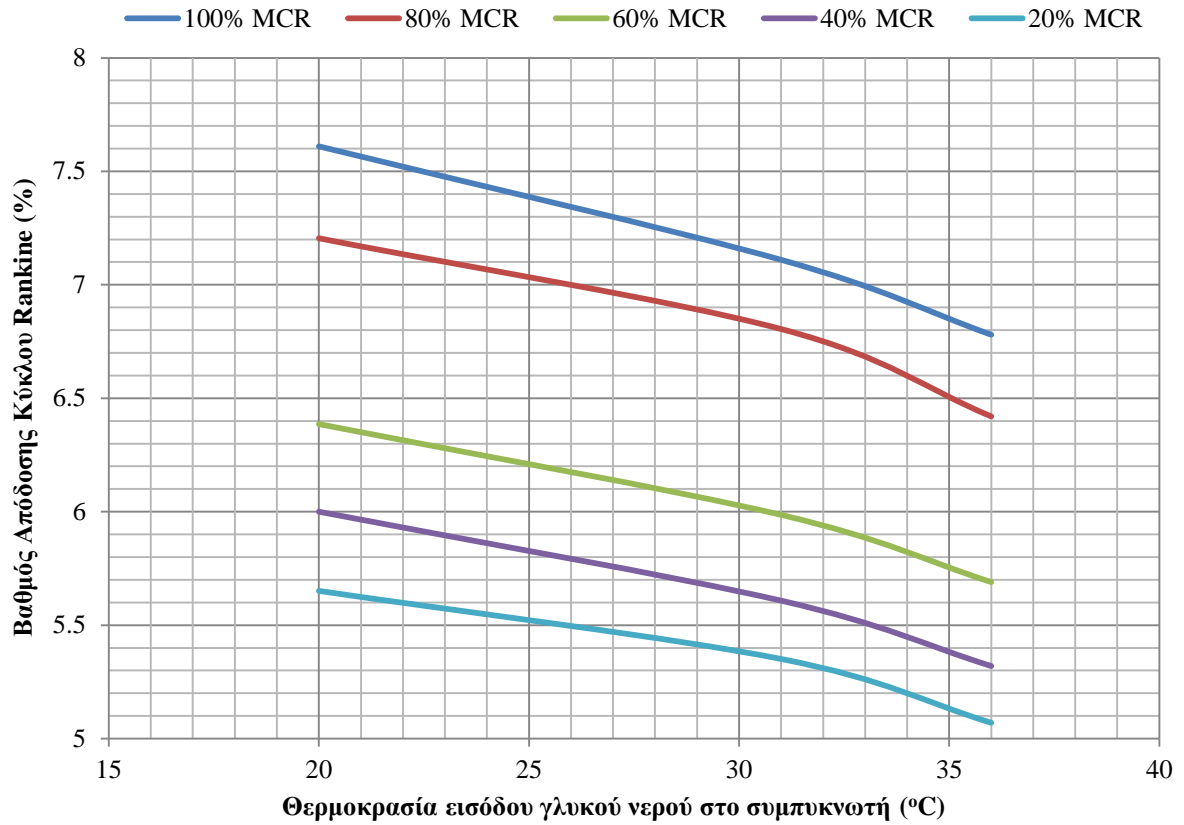
έχει ήδη υπολογιστεί για τροπικές συνθήκες λειτουργίας (θερμοκρασία εισόδου του νερού στο συμπυκνωτή ίση με 46°C), φτάνει την τιμή 1.553.800 € για λειτουργία σε χειμερινές συνθήκες λειτουργίας. Αυτό οφείλεται κατά κύριο λόγο στην αύξηση της διαθέσιμης ενθαλπικής πτώσης στον εκτονωτή, και κατά συνέπεια στην αύξηση της παραγομένης ισχύος του κύκλου σε κάθε φορτίο της κύριας μηχανής, όπως παρατηρείται και από το Σχήμα 7.6.6.



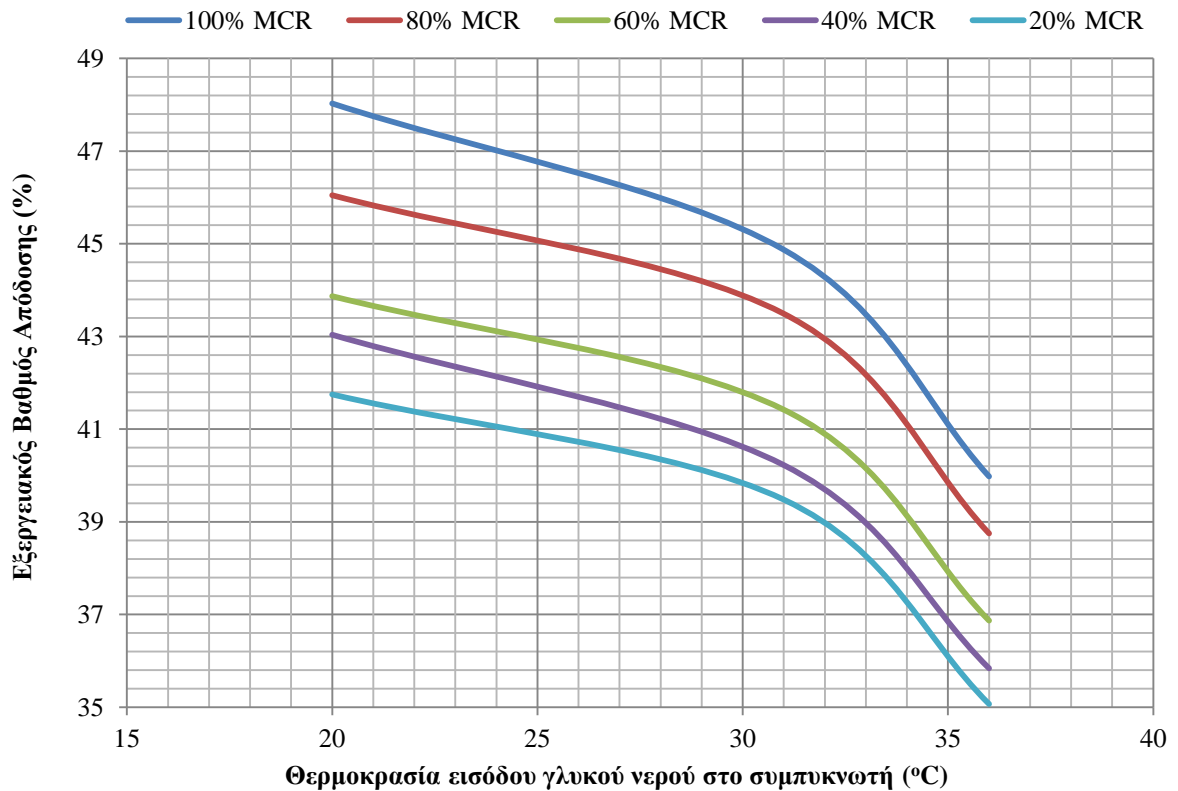
**Σχήμα 7.6.5:** Επίδραση της θερμοκρασίας εισόδου του γλυκού νερού στον συμπυκνωτή στην βέλτιστη τιμή της Καθαρής Παρούσας Αξίας της επένδυσης.



**Σχήμα 7.6.6:** Επίδραση της θερμοκρασίας εισόδου του γλυκού νερού στον συμπυκνωτή στην παραγόμενη ισχύ του συστήματος οργανικού κύκλου Rankine, για διάφορα φορτία της κύριας μηχανής.



**Σχήμα 7.6.7:** Επίδραση της θερμοκρασίας εισόδου του γλυκού νερού στον συμπυκνωτή στον βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine, για διάφορα φορτία της κύριας μηχανής.



**Σχήμα 7.6.8:** Επίδραση της θερμοκρασίας εισόδου του γλυκού νερού στον συμπυκνωτή στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine, για διάφορα φορτία της κύριας μηχανής.

### 7.6.7 Λειτουργικό προφίλ κύριας μηχανής

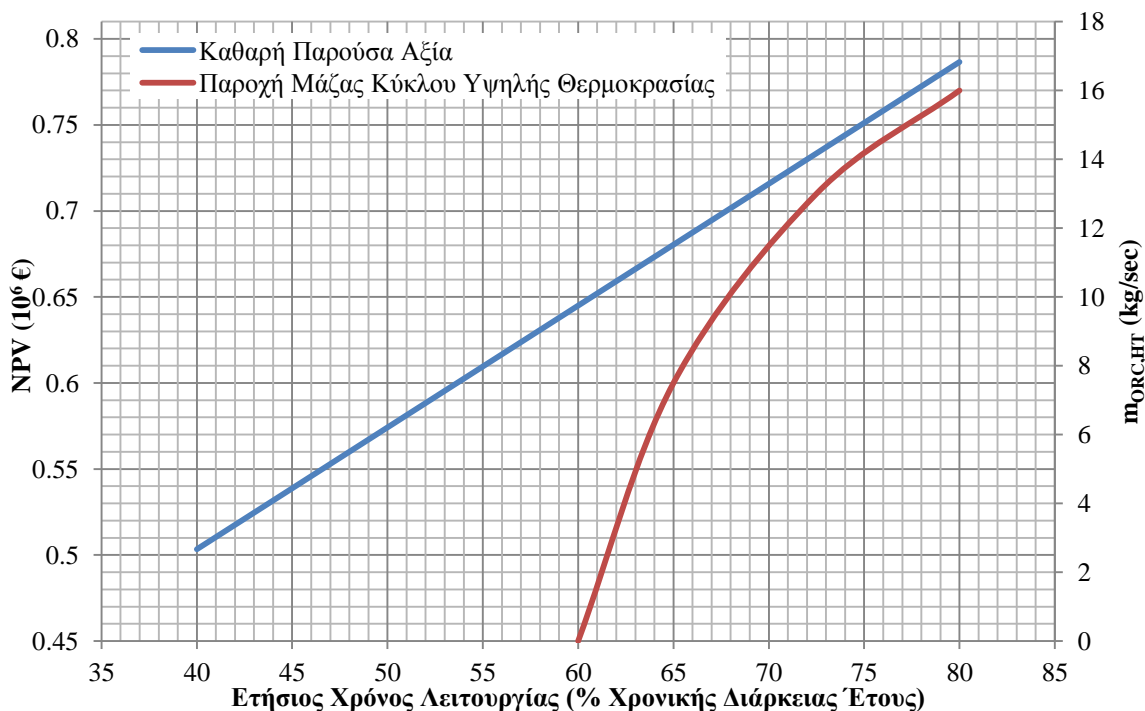
Όπως αναφέρθηκε και στην Ενότητα 7.5, το λειτουργικό προφίλ της κύριας μηχανής υποδεικνύει πως το πλοίο βρίσκεται σε λειτουργία μονάχα το 57,1% του έτους. Θεωρήθηκε σκόπιμο να μελετηθεί και η επίδραση του ετήσιου χρόνου λειτουργίας του συστήματος, καθώς και η μεταβολή του λειτουργικού προφίλ του συστήματος πρόωσης στην Καθαρή Παρούσα Αξία της επένδυσης.

Αρχικά, θεωρώντας σταθερό το ποσοστό ετήσιων ωρών λειτουργίας στο κάθε φορτίο της κύριας μηχανής, αυξήθηκε ο συνολικός χρόνος λειτουργίας του συστήματος πρόωσης, μέχρι και 80% της συνολικής διάρκειας ενός έτους, ποσοστό στο οποίο θεωρείται πως το πλοίο παραμένει ακίνητο για 73 ημέρες ετησίως.

Στο Σχήμα 7.6.9 παρουσιάζεται η επίδραση του ετήσιου χρόνου λειτουργίας στην Καθαρή Παρούσα Αξία της επένδυσης, και την παροχή μάζας του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας.

Παρατηρείται πως η αύξηση της χρονικής διάρκειας λειτουργίας επιφέρει αύξηση της Καθαρής Παρούσας Αξίας της επένδυσης, λόγω της αύξησης του κόστους καυσίμου που εξοικονομείται με την αυξανόμενη χρονική διάρκεια λειτουργίας των ηλεκτρογεννητριών, η οποία φτάνει την τιμή 786.577 € για χρονική διάρκεια λειτουργίας 7000 ώρες ετησίως ( $\approx 80\%$  έτους).

Αξίζει να σημειωθεί πως ανάλογη συμπεριφορά με την Καθαρή Παρούσα Αξία παρουσιάζει και η παροχή μάζας του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας. Αυτό συμβαίνει διότι αυξάνεται αναλογικά και η χρονική διάρκεια λειτουργίας της κύριας μηχανής σε φορτία μεγαλύτερα του 80% επί του ονομαστικού. Κατά συνέπεια μεγαλώνει και το ποσοστό συμβολής της παραγόμενης ισχύος του συστήματος OKR στα συγκεκριμένα φορτία, στα οποία, λόγω των λειτουργικών θερμοκρασιών, είναι αποδοτική και η λειτουργία του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας. Παρ' όλα αυτά, η συγκεκριμένη παροχή μάζας εξακολουθεί να είναι σημαντικά μικρή ( $<16$  kg/sec), συγκριτικά με την αντίστοιχη παροχή του κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας, η οποία παραμένει σταθερή και ίση με 71 kg/sec.



**Σχήμα 7.6.9:** Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στην Καθαρή Παρούσα Αξία της επένδυσης, και την παροχή μάζας του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας.



Πέρα από την αναλογική μεταβολή των ωρών λειτουργίας της κύριας μηχανής σε κάθε φορτίο, πραγματοποιήθηκε μελέτη του συστήματος και σε ένα τυπικό προφίλ λειτουργίας ενός συστήματος πρόωσης, στο οποίο δεν ακολουθείται η πρακτική “slow – steaming”.

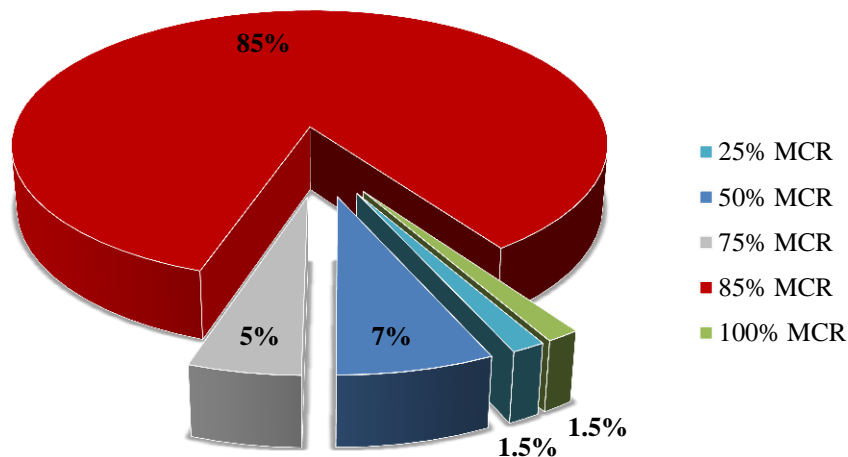
Πιο συγκεκριμένα, θεωρείται πως η κυρία μηχανή λειτουργεί ως εξής:

- Ονομαστικό σημείο φόρτισης, για μεγιστοποίηση της ταχύτητας, σε ποσοστό 1,5% επί της συνολικής ετήσιας διάρκειας λειτουργίας.
- 85% επί του ονομαστικού σημείου φόρτισης, για λειτουργία σε υπηρεσιακή ταχύτητα με την ελάχιστη δυνατή ειδική κατανάλωση καυσίμου, σε ποσοστό 85% επί της συνολικής ετήσιας διάρκειας λειτουργίας.
- 75% επί του ονομαστικού σημείου φόρτισης, σε ποσοστό 5% επί της συνολικής ετήσιας διάρκειας λειτουργίας.
- 50% επί του ονομαστικού σημείου φόρτισης, για βοηθητικές εργασίες, σε ποσοστό 7% επί της συνολικής ετήσιας διάρκειας λειτουργίας.
- 25% επί του ονομαστικού σημείου φόρτισης, σε ποσοστό 1,5% επί της συνολικής ετήσιας διάρκειας λειτουργίας.

Για λόγους ευκολίας σύγκρισης, το μέχρι τώρα δεδομένο προφίλ λειτουργίας καλείται ως “Λειτουργικό Προφίλ 1”, ενώ το νέο προφίλ λειτουργίας (Πίνακας 7.6.2 και Σχήμα 7.6.10) καλείται “Λειτουργικό Προφίλ 2”. Στα Σχήματα 7.6.11 – 7.6.12 παρουσιάζεται η επίδραση του ετήσιου χρόνου λειτουργίας στην Καθαρή Παρούσα Αξία της επένδυσης και την παροχή μάζας του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας, για τα δύο προαναφερθέντα λειτουργικά προφίλ.

**Πίνακας 7.6.2:** Λειτουργικά προφίλ της κύριας μηχανής (λειτουργία 80% έτους).

Ισχύς K/M. (% MCR)	(kW)	Λειτουργικό Προφίλ 1 (hrs)	Λειτουργικό Προφίλ 2 (hrs)
25	18.060	1141	105
50	36.120	2269	490
75	54.180	2893	350
85	61.404	538	5956
100	72.240	87	107
Σύνολο		7008	7008



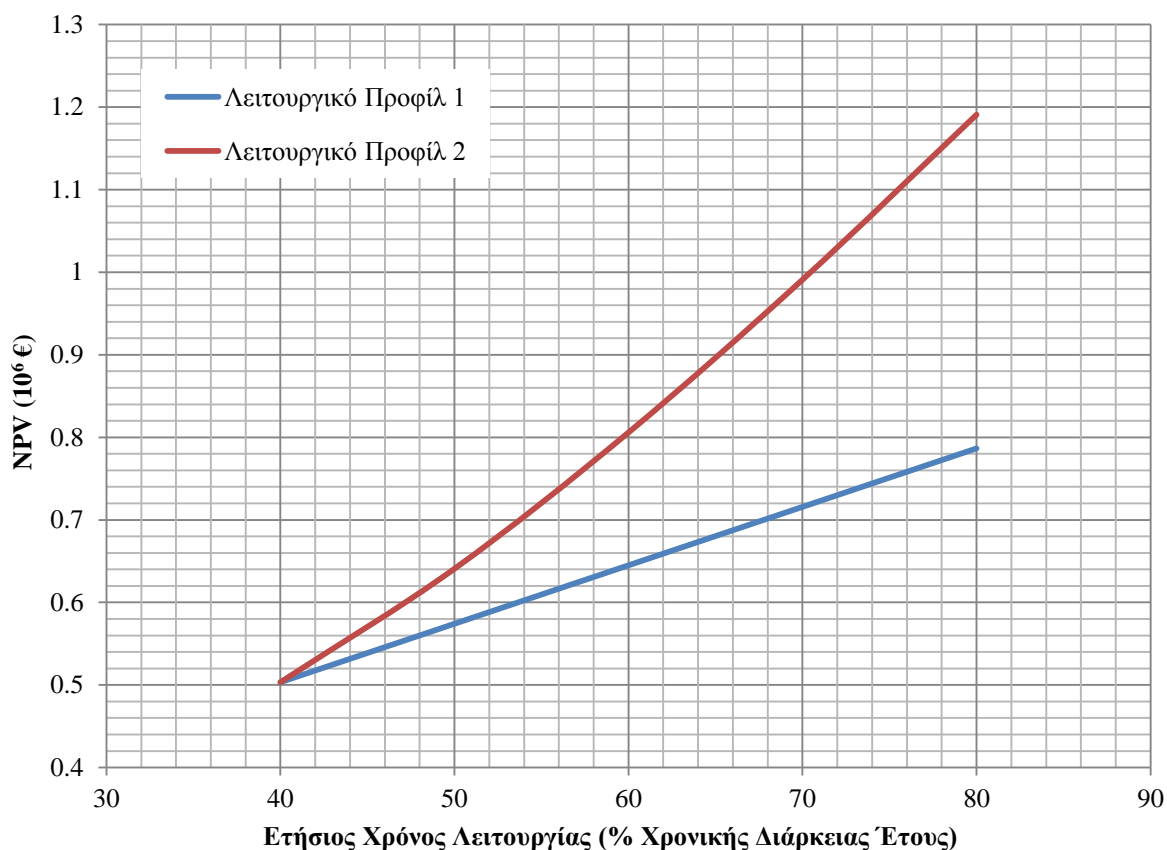
**Σχήμα 7.6.10:** Νέο λειτουργικό προφίλ κύριας μηχανής.

Από το Σχήμα 7.6.11 παρατηρείται πως η διαφορά της Καθαρής Παρούσας Αξίας της επένδυσης μεταξύ των δυο λειτουργικών προφίλ είναι αρκετά σημαντική, και αυξάνεται με την αύξηση του ετήσιου χρόνου λειτουργίας. Πιο συγκεκριμένα, για λειτουργία του συστήματος πρόωσης επί 40% των συνολικών ωρών ενός έτους, η διαφορά ανέρχεται μονάχα σε 2.100 €, ενώ με την υπόθεση ότι το σύστημα πρόωσης λειτουργεί επί 80% του έτους, η διαφορά αυτή ανέρχεται σε 404.239 €, φτάνοντας την τιμή των 1.190.816 € στην περίπτωση που δεν ακολουθείται η πρακτική “slow steaming”.

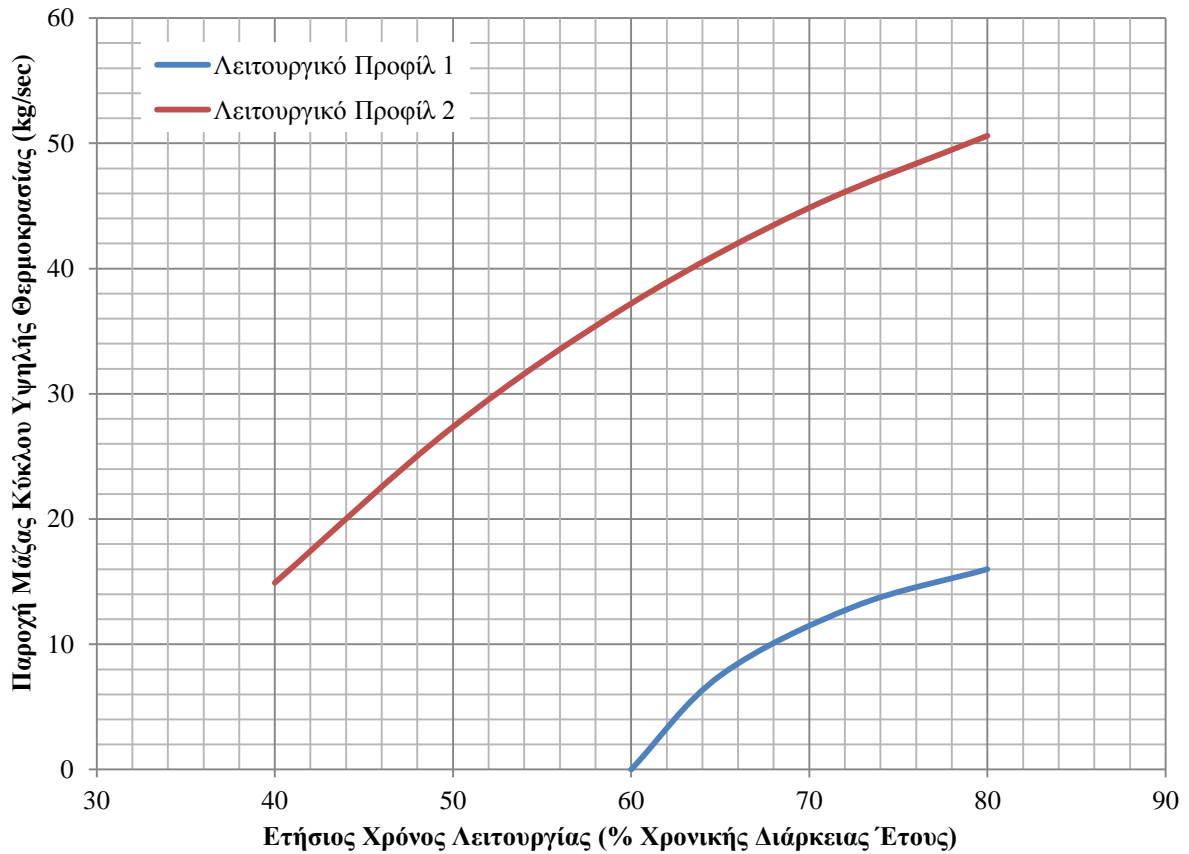
Επιπλέον, όπως φαίνεται στο Σχήμα 7.6.12, αξιόλογη διαφορά παρατηρείται και στη χρήση του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας για τα δύο αυτά λειτουργικά προφίλ, η οποία παρατηρείται λόγω της αύξησης της παροχής μάζας του κύκλου αυτού. Πιο συγκεκριμένα, για το Λειτουργικό Προφίλ 2, η παροχή μάζας ξεκινά από την τιμή 14,91 kg/sec για λειτουργία επί 40% του έτους, και φτάνει την τιμή 50,6 kg/sec για λειτουργία επί 80% του συνολικού έτους. Για το Λειτουργικό Προφίλ 1, οι αντίστοιχες τιμές είναι σημαντικά χαμηλότερες (< 16 kg/sec), με τον κύκλο υψηλής θερμοκρασίας να απενεργοποιείται τελείως για ποσοστά ετήσιας λειτουργίας χαμηλότερα του 60% της συνολικής χρονικής διάρκειας ενός έτους.

Δεδομένου πως παρατηρήθηκε μεταβολή της παροχής μάζας του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας, υπήρξε και μεταβολή των ανεξάρτητων μεταβλητών σχεδιασμού του συστήματος, και πιο συγκεκριμένα των μεταβλητών σχεδιασμού του εναλλάκτη αέρα υπερπλήρωσης, καθώς και του συμπυκνωτή / εξατμιστή.

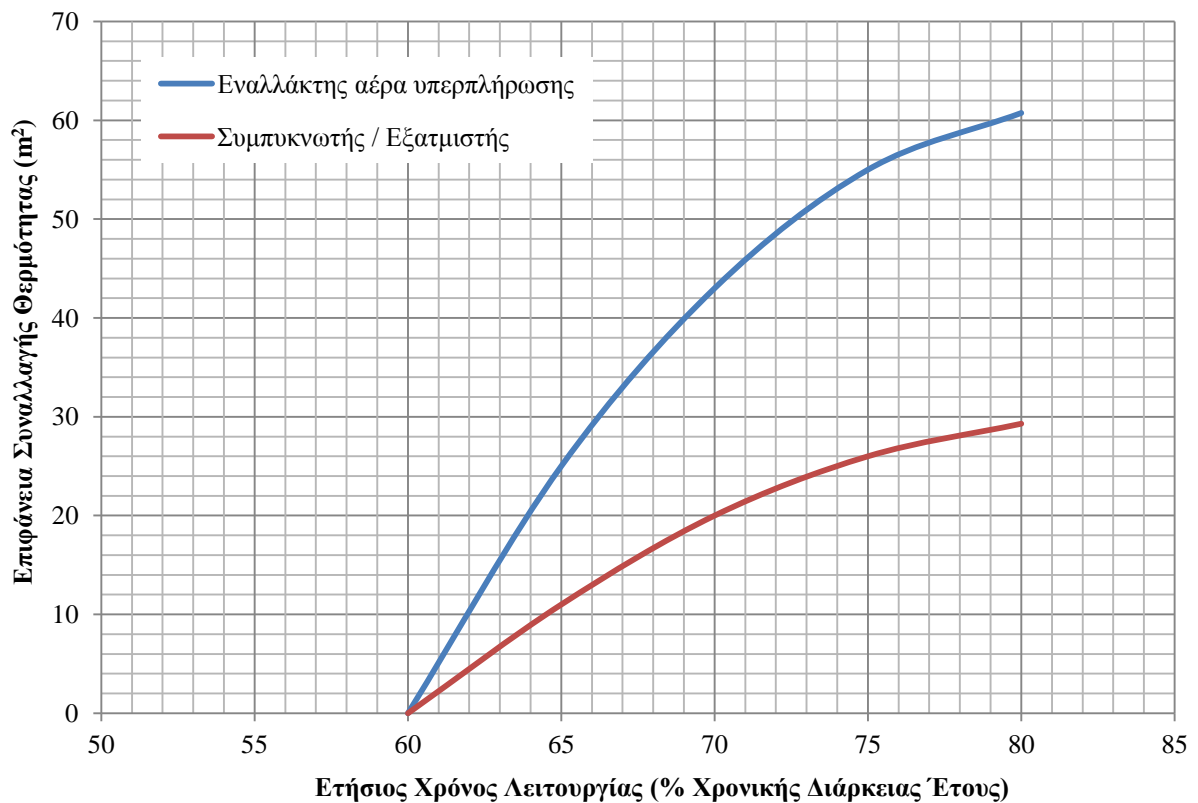
Στα Σχήματα 7.6.13 – 7.6.14 παρουσιάζεται η απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής για τον εναλλάκτη αέρα υπερπλήρωσης και τον εξατμιστή / συμπυκνωτή για τα δυο διαφορετικά λειτουργικά προφίλ της κύριας μηχανής.



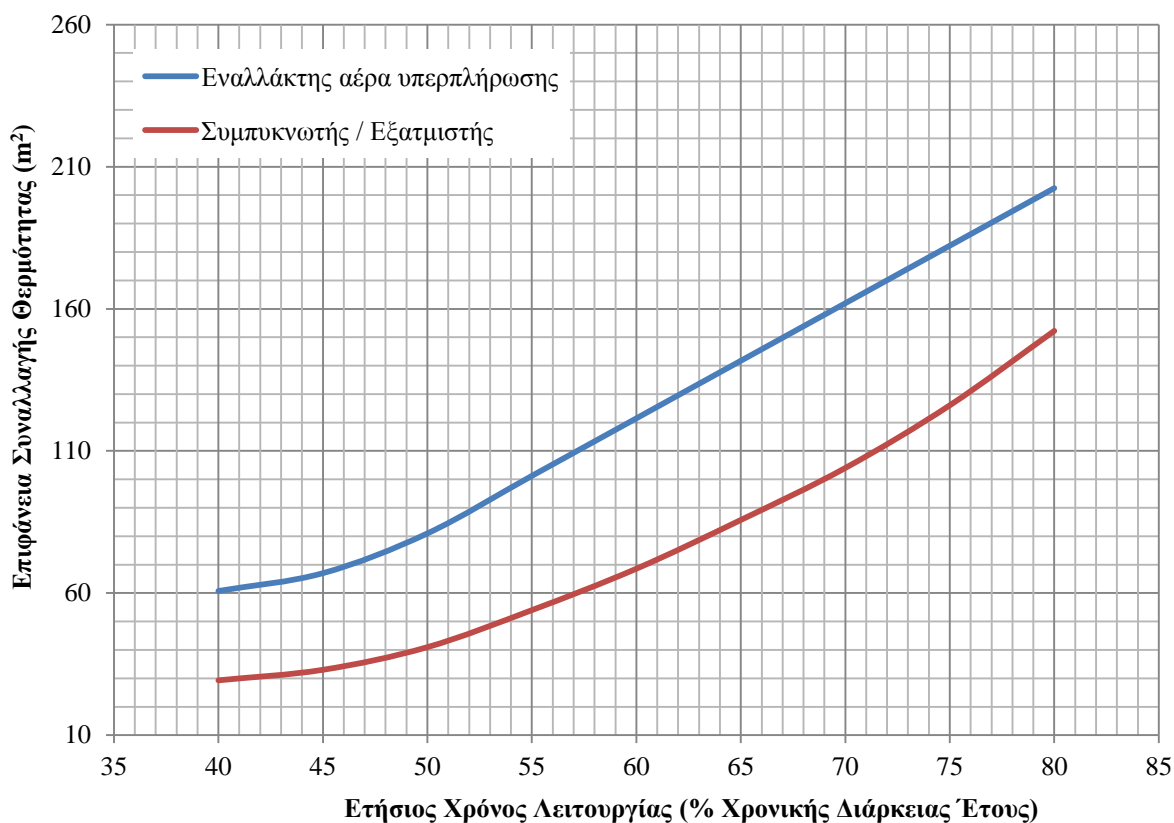
**Σχήμα 7.6.11:** Επίδραση του προφίλ λειτουργίας της κύριας μηχανής και της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στην Καθαρή Παρούσα Αξία της επένδυσης.



**Σχήμα 7.6.12:** Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στην παροχή μάζας του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας, για το κάθε λειτουργικό προφίλ.



**Σχήμα 7.6.13:** Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στην απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής των εναλλακτών, λειτουργικό προφίλ 1.



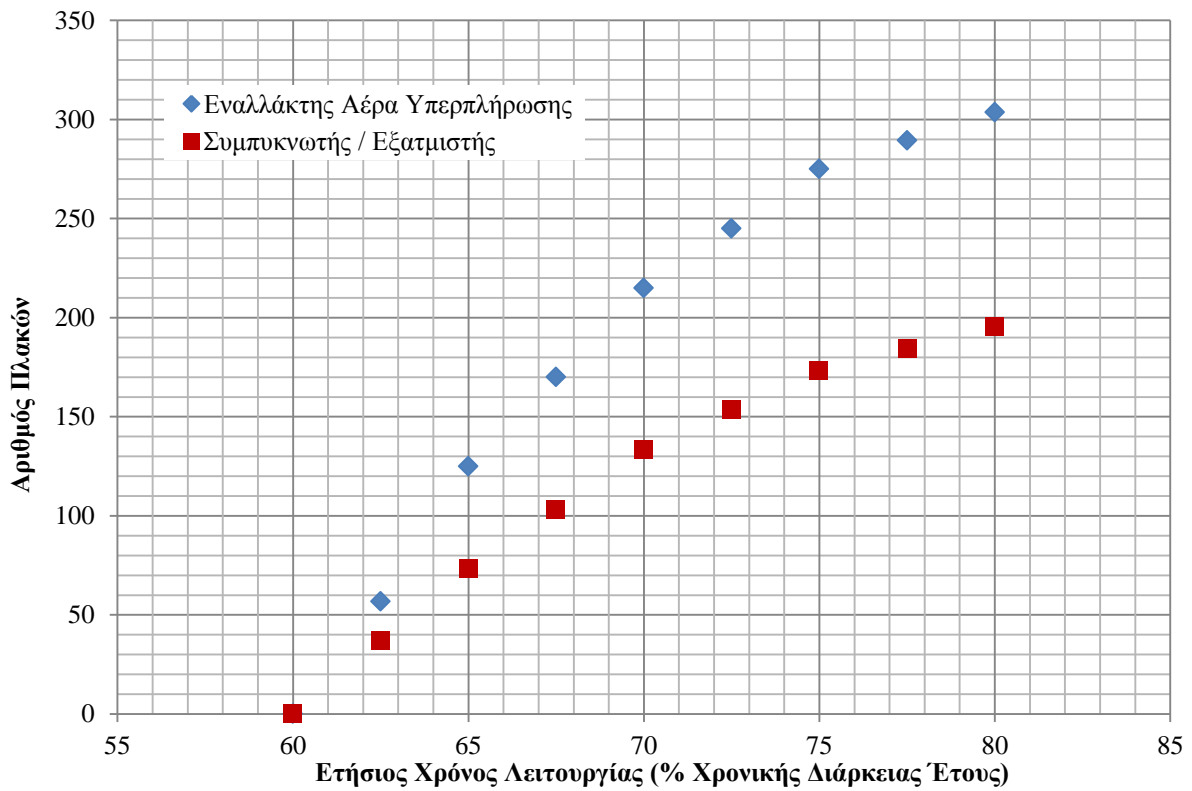
**Σχήμα 7.6.14:** Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στην απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής των εναλλακτών, λειτουργικό προφίλ 2.

Ας σημειωθεί πως ανάλογη μεταβολή στα σχεδιαστικά χαρακτηριστικά των υπόλοιπων εναλλακτών δεν παρατηρήθηκε, δεδομένου πως ο κύκλος χαμηλής θερμοκρασίας εξακολουθεί να λειτουργεί με τη μέγιστη δυνατή παροχή μάζας (71 kg/sec).

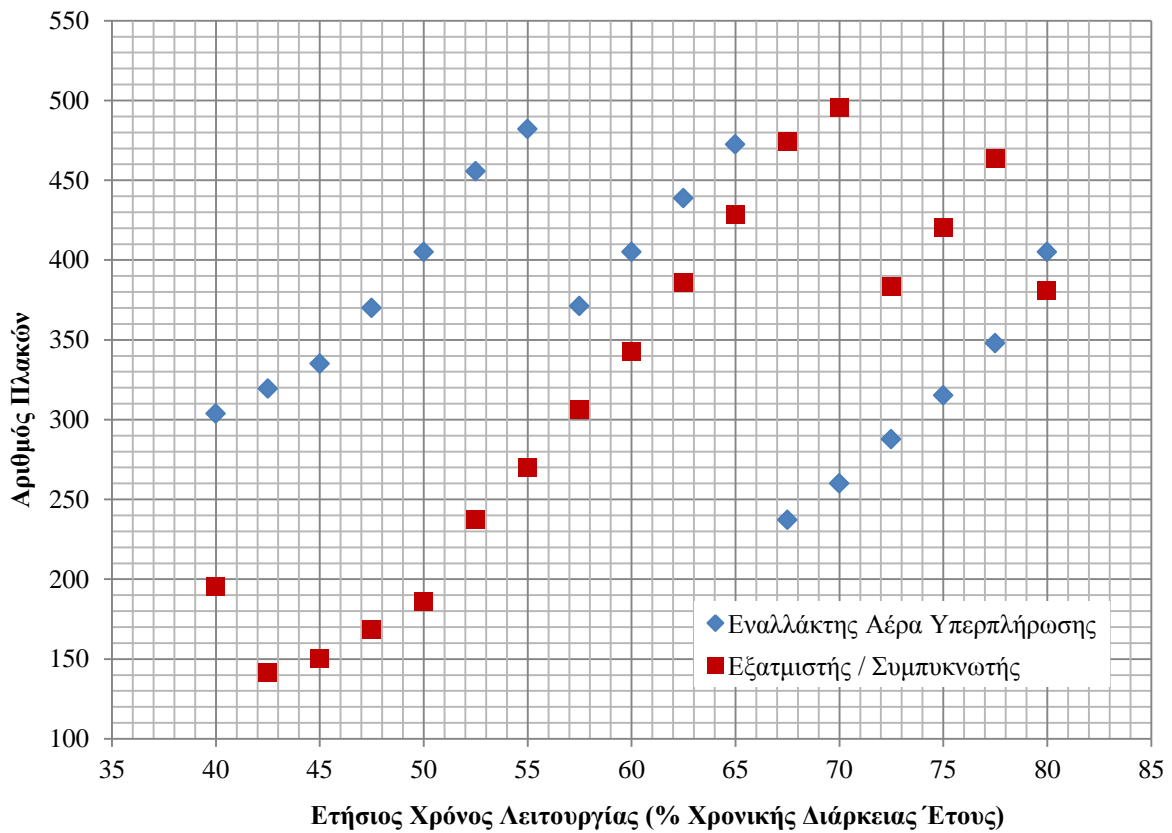
Διευκρινίζεται πως οι μεταβλητές σχεδιασμού των εναλλακτών ( $N_p$ ,  $L_v$ ,  $L_p$ ,  $L_w$ ) παίρνουν διακριτές τιμές, οι οποίες ορίζονται από κατασκευαστές (Alfalaval, HRS hevac). Για τον λόγο αυτόν, τα Σχήματα 7.6.15 – 7.6.22 δεν αποτελούνται από συνεχείς γραμμές, αλλά από διακριτά σημεία.

Τέλος, αξίζει να αναφερθεί πως με την αύξηση του μήκους των πλακών ενός εναλλάκτη ( $L_w$ ) αυξάνεται και η πτώση πίεσης σε αυτόν, σύμφωνα με την Εξ. (5.2.12), φαινόμενο το οποίο δυσχεραίνει την ολική απόδοση του συστήματος, τόσο από θερμοδυναμικής, όσο και από οικονομικής άποψης. Προκειμένου να αποφευχθεί η περιττή αύξηση του μήκους των πλακών του εκάστοτε εναλλάκτη θερμότητας, και κατά συνέπεια η πτώση πίεσης, το πρόγραμμα βελτιστοποίησης έχει δομηθεί ως εξής:

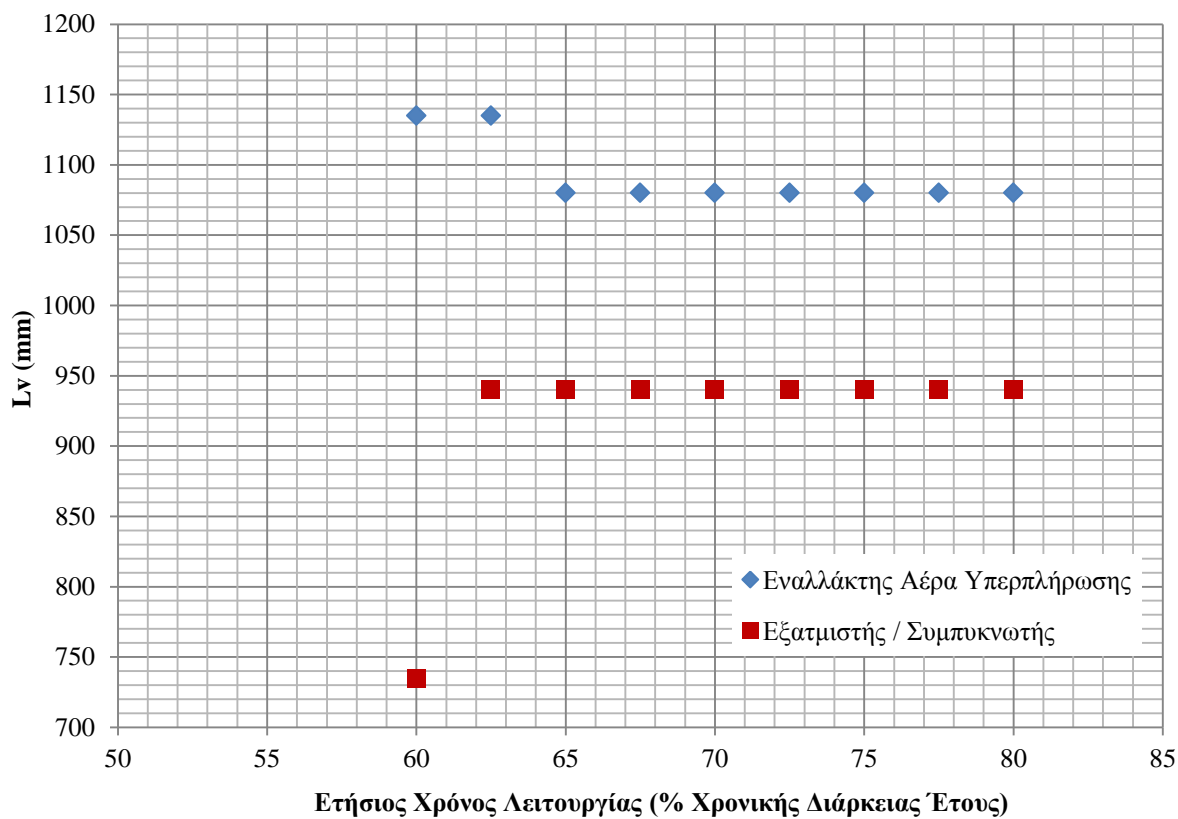
Προκειμένου να ικανοποιηθούν οι απαιτήσεις σε επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας, για δεδομένο μήκος πλακών, αυξάνεται ο αριθμός των πλακών μέχρι τον μέγιστο δυνατό αριθμό πλακών σύμφωνα με τα διαθέσιμα, από τους κατασκευαστές, στοιχεία. Στην περίπτωση που η απαίτηση σε επιφάνεια συναλλαγής δεν ικανοποιείται με τον μέγιστο αριθμό πλακών για το συγκεκριμένο μήκος πλακών, οι υπολογισμοί συνεχίζονται για το μοντέλο του εναλλάκτη με την αμέσως επόμενη μεγαλύτερη μέγιστη δυνατή επιφάνεια συναλλαγής, με παρόμοια διαδοχική αύξηση του αριθμού πλακών του κάθε εναλλάκτη, μέχρις ότου καλυφθούν οι απαιτήσεις επιφάνειας συναλλαγής, σύμφωνα με την Εξ. (5.2.15).



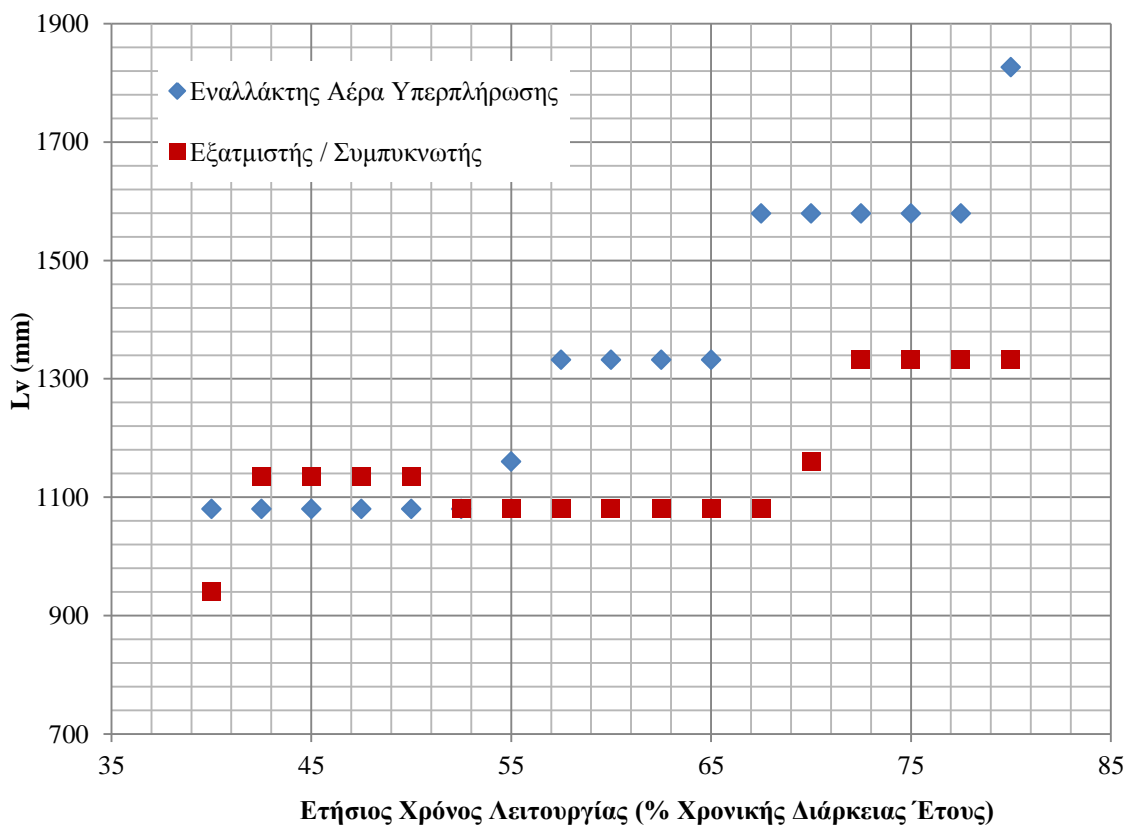
*Σχήμα 7.6.15: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στον αριθμό πλακών των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 1.*



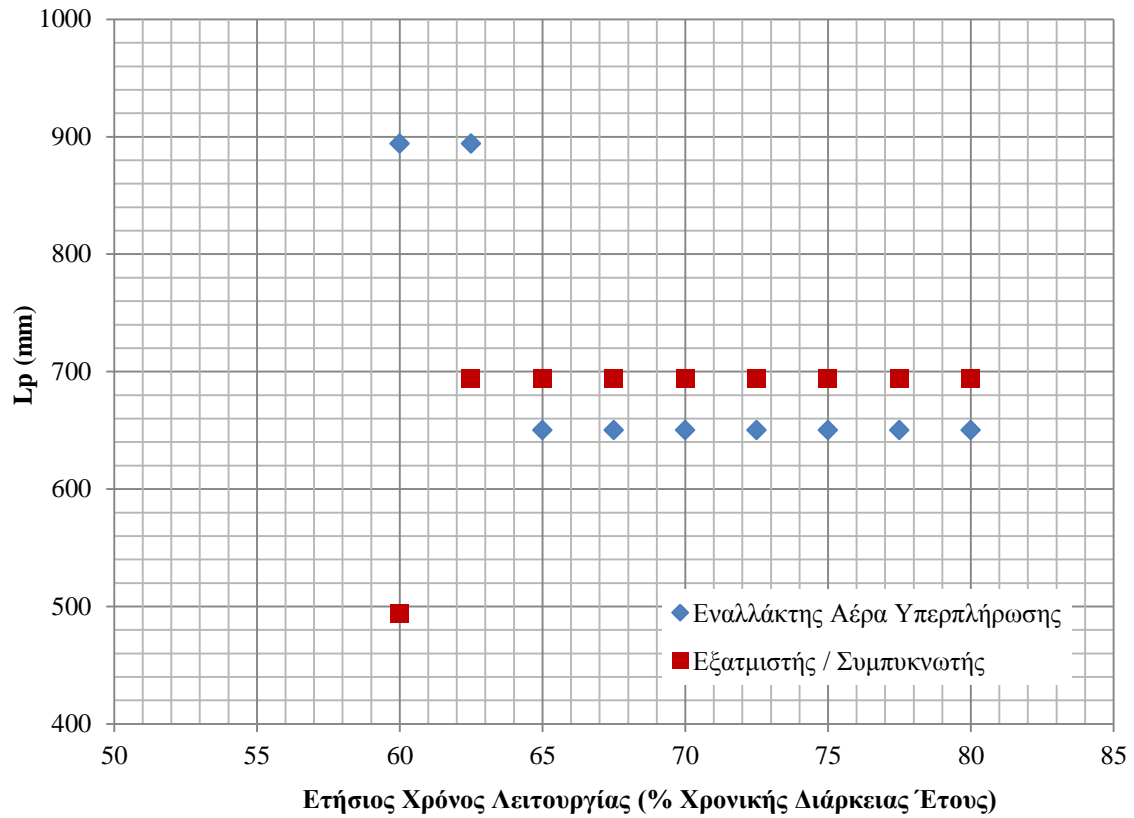
*Σχήμα 7.6.16: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στον αριθμό πλακών των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 2.*



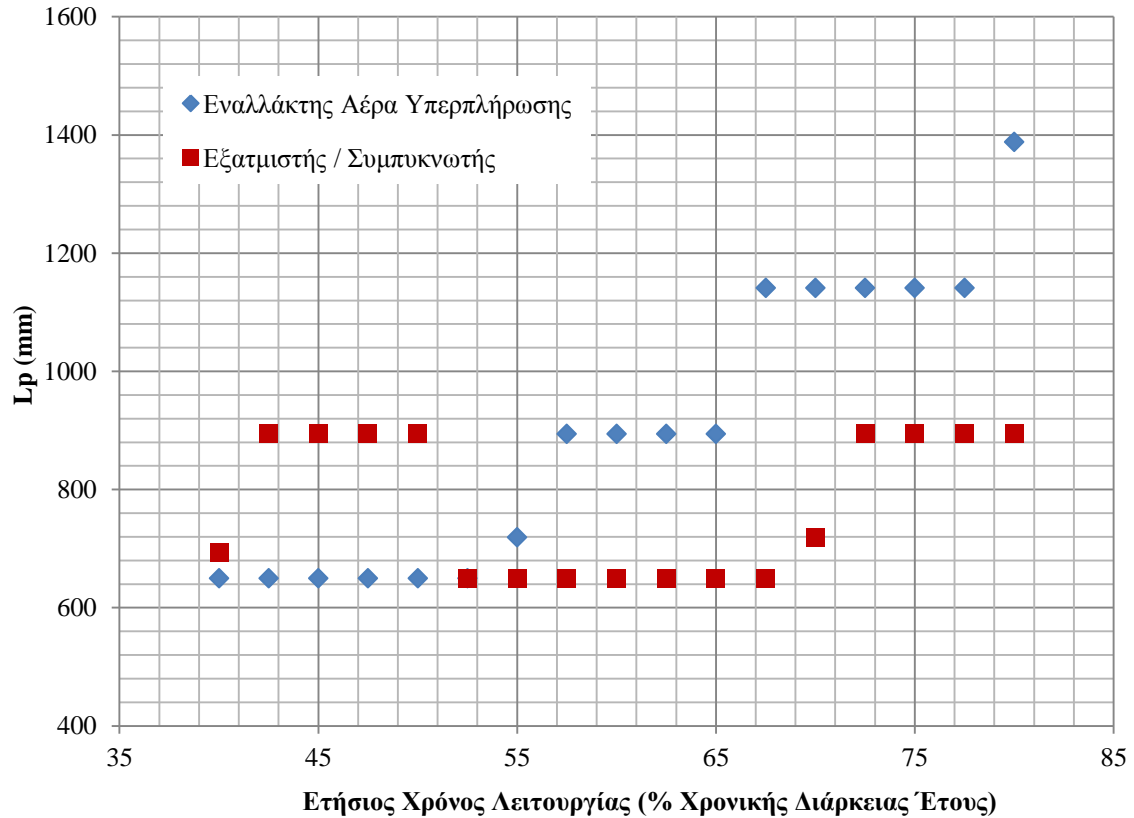
**Σχήμα 7.6.17:** Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στο ολικό μήκος πλακών των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 1.



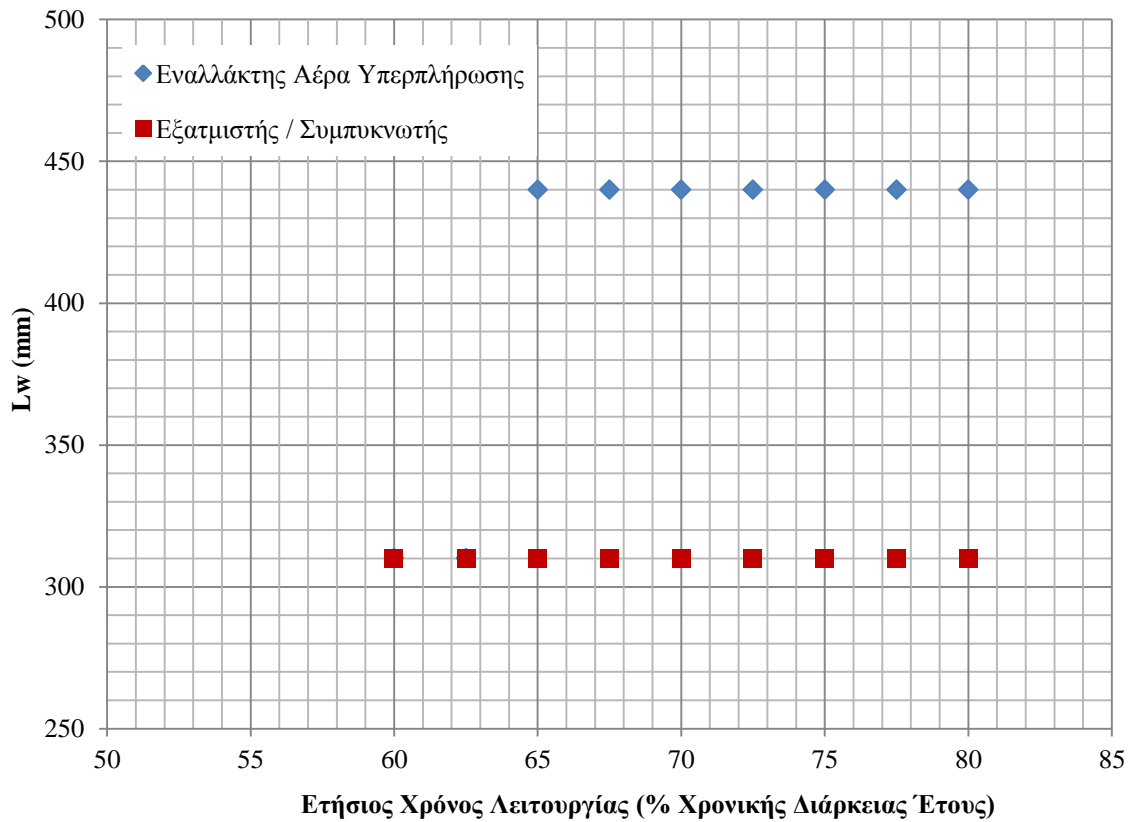
**Σχήμα 7.6.18:** Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στο ολικό μήκος πλακών των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 2.



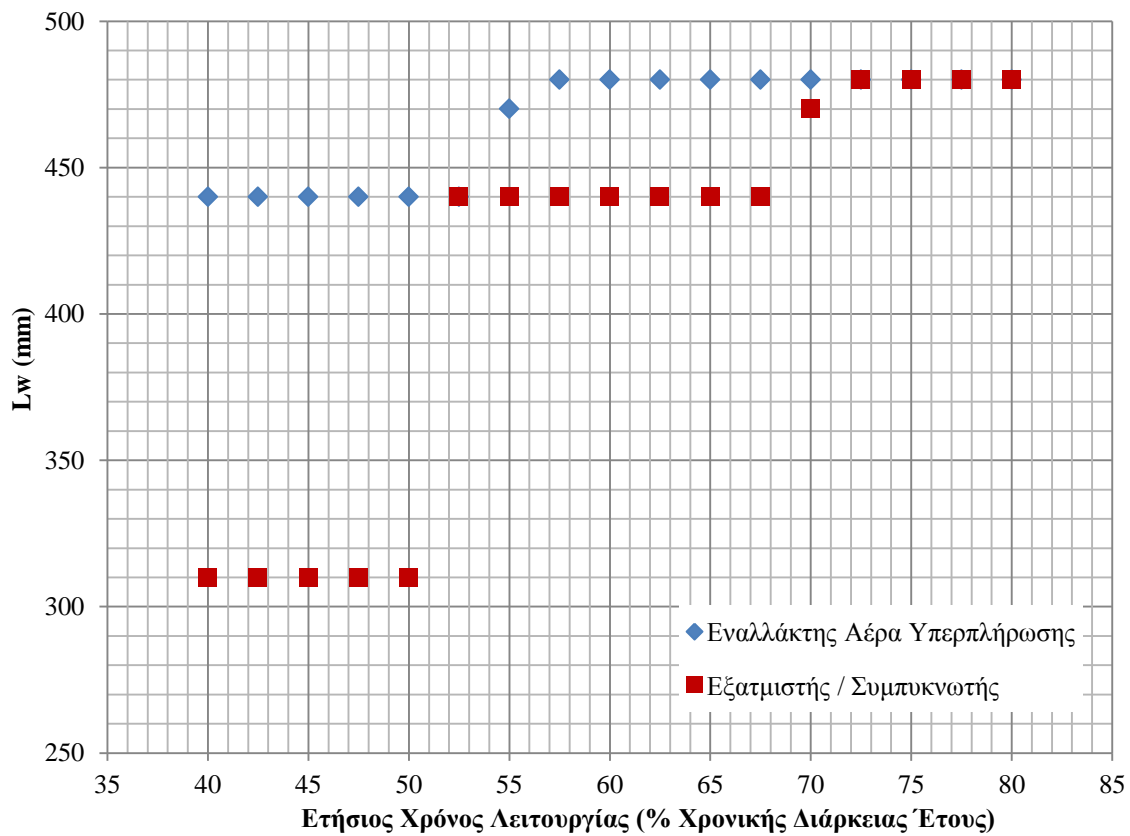
**Σχήμα 7.6.19:** Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στο μήκος επιφάνειας συναλλαγής πλάκας των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 1.



**Σχήμα 7.6.20:** Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στο μήκος επιφάνειας συναλλαγής πλάκας των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 2.



Σχήμα 7.6.21: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στο πλάτος πλακών των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 1.



Σχήμα 7.6.22: Επίδραση της ετήσιας διάρκειας λειτουργίας του συστήματος στο πλάτος πλακών των εναλλακτών θερμότητας, λειτουργικό προφίλ 2.



Στους Πίνακες 7.6.3 – 7.6.4 συγκεντρώνονται, για λόγους εποπτείας, οι ανεξάρτητες μεταβλητές σχεδιασμού των εναλλακτών θερμότητας, όπως αυτές παρουσιάστηκαν στα Σχήματα 7.6.15 – 7.6.21.

**Πίνακας 7.6.3:** Ανεξάρτητες μεταβλητές σχεδιασμού εναλλακτών θερμότητας, Λειτουργικό Προφίλ 1.

	Ετήσιος Χρόνος Λειτουργίας (% Χρονικής Διάρκειας Έτους)				
	60	65	70	75	80
<u>Εναλλάκτης αέρα υπερπλήρωσης της κύριας μηχανής</u>					
$N_p$	184	233	264	284	304
$L_v$	1135	1080	1080	1080	1080
$L_p$	894	940	940	940	940
$L_w$	310	440	440	440	440
<u>Εξατμιστής / Συμπυκνωτής</u>					
$N_p$	187	145	166	181	195
$L_v$	735	940	940	940	940
$L_p$	494	694	694	694	694
$L_w$	310	440	440	440	440

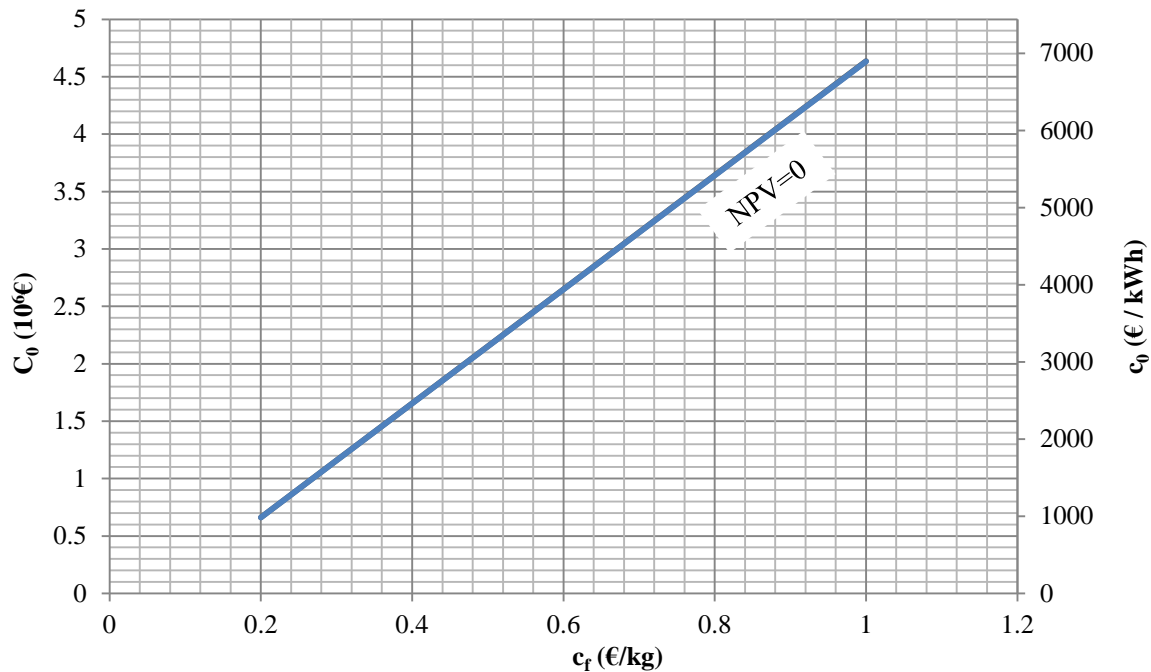
**Πίνακας 7.6.4:** Ανεξάρτητες μεταβλητές σχεδιασμού εναλλακτών θερμότητας, Λειτουργικό Προφίλ 2.

	Ετήσιος Χρόνος Λειτουργίας (% Χρονικής Διάρκειας Έτους)								
	40	45	50	55	60	65	70	75	80
<u>Εναλλάκτης αέρα υπερπλήρωσης της κύριας μηχανής</u>									
$N_p$	304	335	405	482	405	472	260	315	405
$L_v$	1080	1080	1080	1160	1332	1332	1579	1579	1826
$L_p$	650	650	650	719	894	894	1141	1141	1388
$L_w$	440	440	440	470	480	480	480	480	480
<u>Εξατμιστής / Συμπυκνωτής</u>									
$N_p$	195	150	186	270	343	429	495	420	381
$L_v$	940	1135	1135	1080	1080	1080	1160	1332	1332
$L_p$	694	894	894	650	650	650	719	894	894
$L_w$	310	310	310	440	440	440	470	480	480

### 7.6.8 Διπαραμετρική μελέτη κόστους καυσίμου – κόστους κεφαλαίου

Στο Σχήμα 7.6.23 παρουσιάζονται τα ζεύγη τιμών ( $c_f$ ,  $C_0$ ) τα οποία επιφέρουν μηδενική Καθαρή Παρούσα Αξία. Δεδομένης της τιμής του καυσίμου, προκειμένου να είναι οικονομικά βιώσιμη η επένδυση στο σύστημα του Οργανικού Κύκλου Rankine, πρέπει το αρχικό κόστος κεφαλαίου να είναι οριακά μικρότερο από την τιμή η οποία υποδεικνύεται από το Σχήμα 7.6.23.

Πιο συγκεκριμένα, προκύπτει πως για να είναι οικονομικά συμφέρουσα η επένδυση, στις περιπτώσεις όπου η τιμή του καυσίμου ανέρχεται σε 0,2 – 1 €/kg, αρκεί να ικανοποιούνται οι Εξ. (7.6.1) – (7.6.2):



Σχήμα 7.6.23: Μελέτη ειδικού κόστους καυσίμου – αρχικού κόστους κεφαλαίου.

$$-C_0 + (4,9679 c_f - 0.3319)10^6 > 0 \quad (7.6.1)$$

$$-c_0 + 7386,6 c_f - 493,55 > 0 \quad (7.6.2)$$

## 7.7. Συμπεράσματα από την Εφαρμογή της Βελτιστοποίησης.

Για το συγκεκριμένο ναυτικό σύστημα πρόωσης, μέσα από τη διαδικασία βελτιστοποίησης, κρίθηκε αποδοτικότερο, από οικονομικής άποψης, ένα σύστημα απλού κύκλου Rankine, με εργαζόμενο μέσο το ζεοτροπικό μείγμα R-413a. Το συγκεκριμένο σύστημα, δεδομένου του λειτουργικού προφίλ λειτουργίας της κύριας μηχανής, καθώς και του ετήσιου χρόνου λειτουργίας, επιφέρει ως επένδυση καθαρή παρούσα αξία 654.540 €, με περίοδο αποπληρωμής 6,3 έτη.

Βεβαίως, τα οφέλη αυτά αυξάνονται έντονα με αύξηση του χρόνου λειτουργίας και του φορτίου της κύριας μηχανής, με την καθαρή παρούσα αξία της επένδυσης να ανέρχεται σε 1.190.816 € σε περίπτωση λειτουργίας της κύριας μηχανής επί 7000 ώρες ετησίως (80% του έτους), και χωρίς να ακολουθείται η πρακτική “slow steaming”.

Επιπλέον, τονίζεται πως το αρχικό σύστημα βελτιστοποίησης, το οποίο αποτελούσε ένα σύστημα δύο συνδεδεμένων κύκλων Rankine, μετά τη διαδικασία βελτιστοποίησης, εκφυλίστηκε σε απλό κύκλο Rankine, λόγω μη αποδοτικής, από θερμοδυναμικής και οικονομικής άποψης, εκμετάλλευσης του κύκλου υψηλής θερμοκρασίας, σε περιπτώσεις μερικής φόρτισης της κύριας μηχανής. Όμως με αύξηση του χρόνου λειτουργίας και του ύψους ισχύος της κύριας μηχανής, προκύπτει πάλι το σύστημα δύο συνδεδεμένων κύκλων Rankine ως βέλτιστο.

## 8. Γενικά Συμπεράσματα και Προτάσεις για Συνέχιση της Εργασίας

### 8.1 Γενικά Συμπεράσματα

Ως γενικό συμπέρασμα της παρούσας μελέτης προκύπτει πως οι οργανικοί κύκλοι Rankine μπορούν να αποτελέσουν μια βιώσιμη τεχνολογία σε ναυτικές εγκαταστάσεις, λαμβάνοντας την απορριπτόμενη, από το σύστημα πρόωσης, θερμότητα και μετατρέποντάς την σε ηλεκτρική ενέργεια προς κατανάλωση για τις ανάγκες ενός πλοίου.

Επιπλέον, αξίζει να σημειωθεί η χρησιμότητα της θεωρίας του σημείου σύγκλισης για την προκαταρκτική επιλογή οργανικών κύκλων Rankine και εργαζόμενων μέσων, καθώς και της μεθόδου ASPID, προκειμένου να γίνει η επιλογή του προς μελέτη συστήματος. Όμως, όπως προκύπτει από την ανωτέρω ανάλυση, είναι απολύτως απαραίτητη η εφαρμογή της διαδικασίας βελτιστοποίησης, προκειμένου να προσδιορισθούν η δομή του συστήματος και τα τεχνικά χαρακτηριστικά του που επιτυγχάνουν τον στόχο – αντικειμενική συνάρτηση, κάτω από διάφορες συνθήκες.

### 8.2 Προτάσεις προς Βελτίωση και Επέκταση της Εργασίας

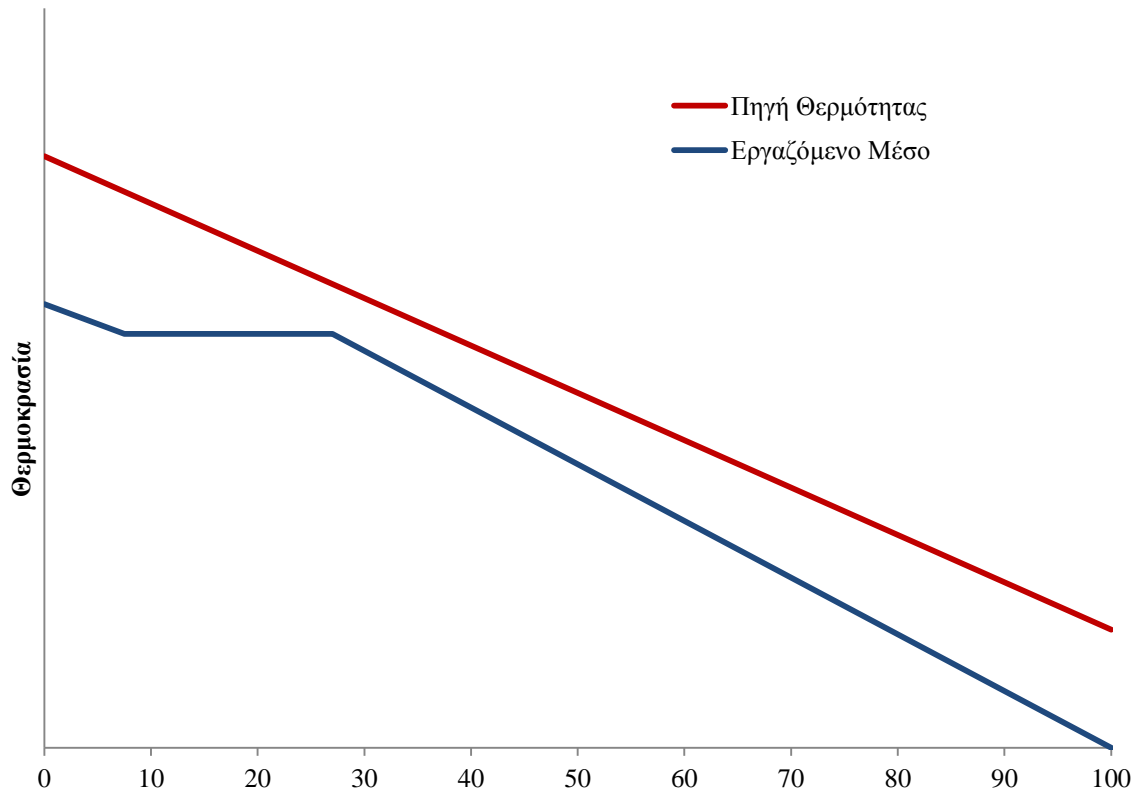
#### 8.2.1 Εργαζόμενα μέσα

Στο πλαίσιο μιας μελλοντικής μελέτης, θα ήταν σκόπιμη η συγκέντρωση αναλυτικών πληροφοριών σχετικά με το κόστος των εργαζόμενων μέσων του συστήματος του οργανικού κύκλου Rankine, καθότι αποτελεί μια σημαντική παράμετρο, όσον αφορά στην επίδρασή της στην οικονομική ανάλυση του συστήματος. Δυνατή επίσης είναι και η περαιτέρω μελέτη των επιδράσεων της χρήσης των ζεοτροπικών μειγμάτων ως εργαζόμενων μέσων, καθορίζοντας τον βέλτιστο συνδυασμό ρευστών για το συγκεκριμένο σύστημα, καθώς και την ιδανική αναλογία μεταξύ των δύο (ή περισσότερων) ρευστών του μείγματος.

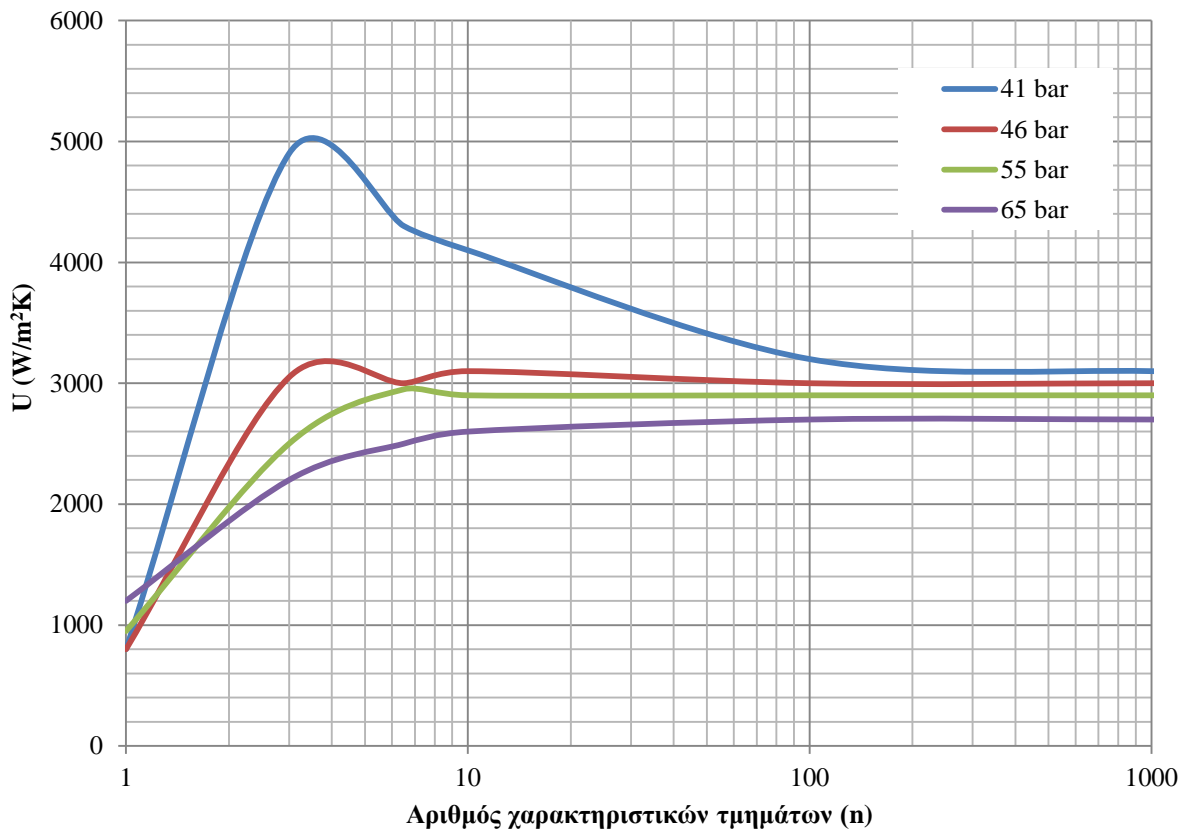
#### 8.2.2 Εναλλάκτες θερμότητας

Όσον αφορά στον σχεδιασμό των εναλλακτών θερμότητας, θα μπορούσε να γίνει ακριβέστερη προσομοίωση του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας ( $U$ ) αυτών. Πιο συγκεκριμένα, η θεώρηση μιας ολικής μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας ( $\Delta T_{lm}$ ) μεταξύ της εισόδου και εξόδου ενός ρευστού σε έναν εναλλάκτη θερμότητας οδηγεί σε μη ακριβείς υπολογισμούς του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, λόγω της μεταβλητής κλίσεως του θερμοκρασιακού προφίλ του ρευστού στο εσωτερικό του εναλλάκτη (Σχήμα 8.3.1).

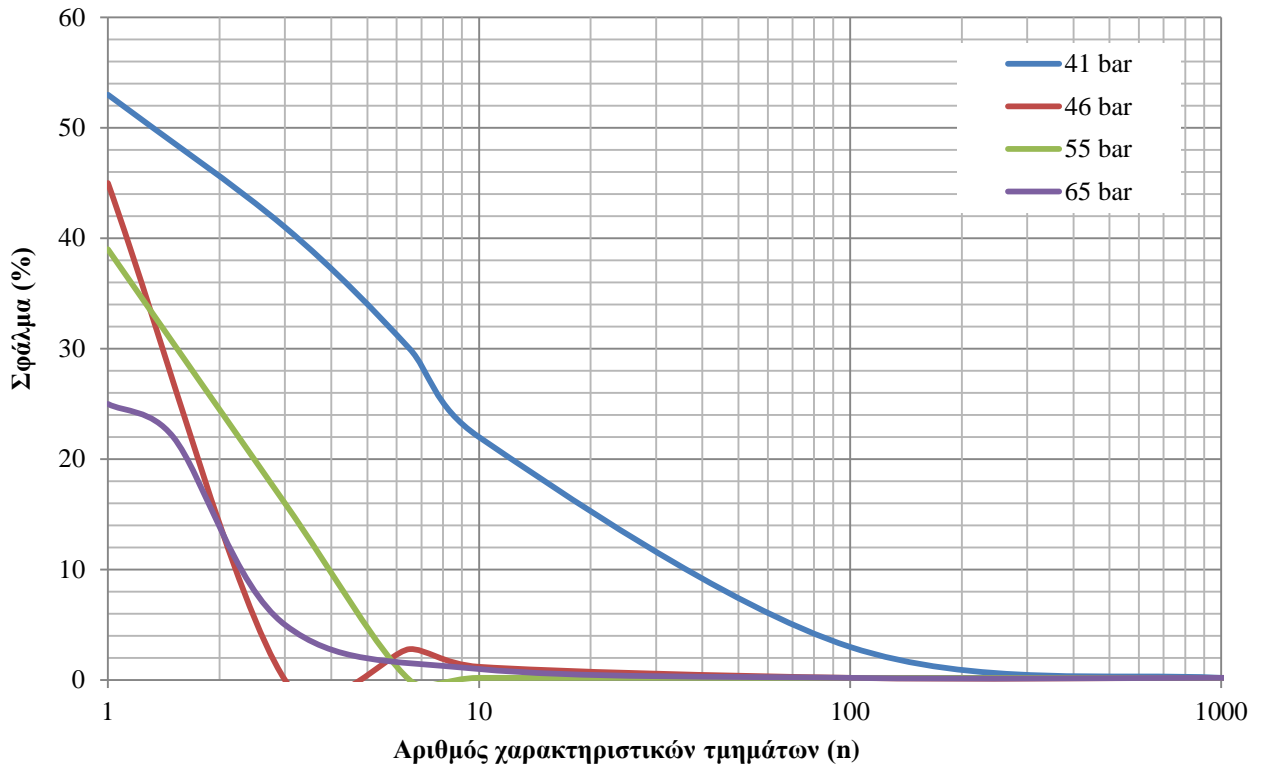
Ειδικά υπό υπερκρίσιμες συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας, οι ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου, όπως ο αριθμός Prandtl, η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση, η θερμική αγωγιμότητα και το δυναμικό ιξώδες, μεταβάλλονται αρκετά έντονα για μικρές μεταβολές της θερμοκρασίας. Δεδομένου πως ο τελικός υπολογισμός του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας περιλαμβάνει τον υπολογισμό των ιδιοτήτων αυτών, είναι κατανοητό πως μικρές μεταβολές της θερμοκρασίας υπό υπερκρίσιμες συνθήκες, μπορεί να επηρεάσει αρκετά την τιμή του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας.



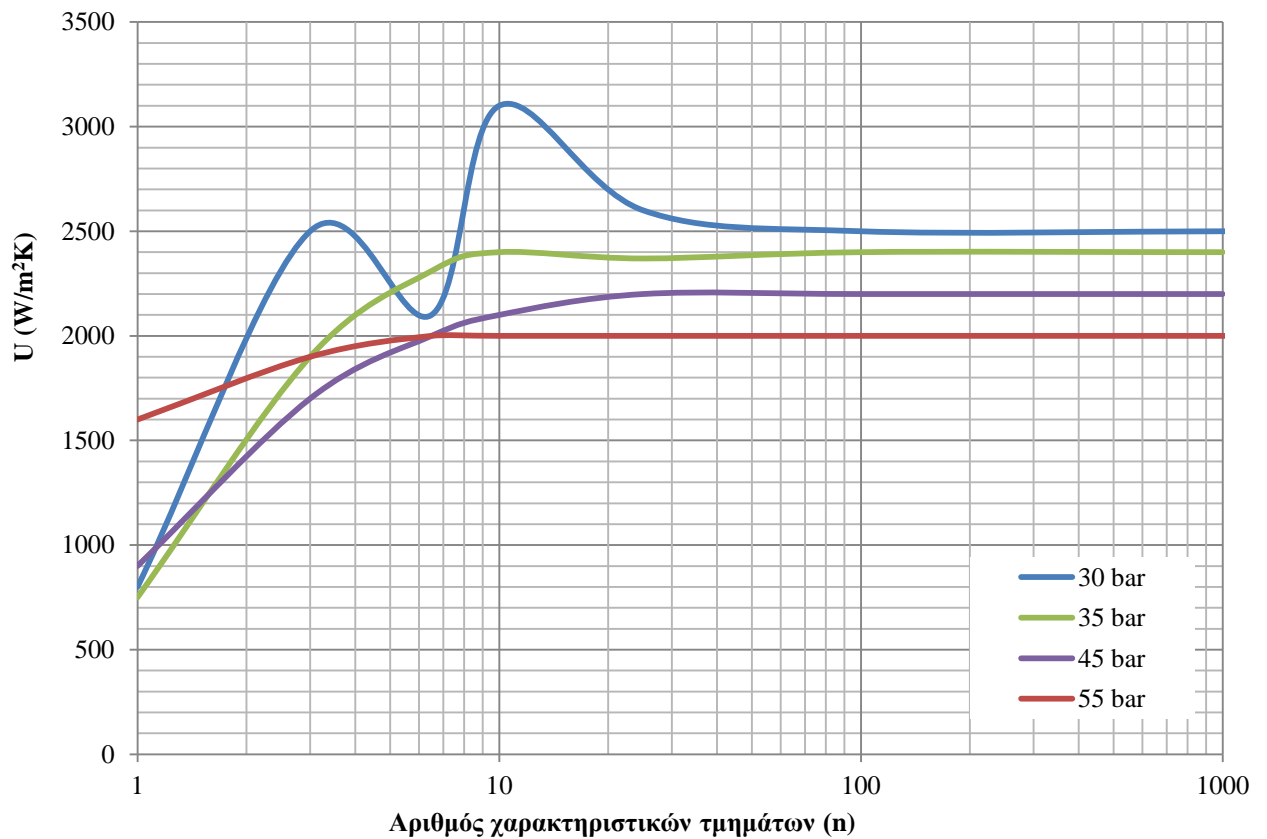
Σχήμα 8.3.1: Διάγραμμα  $Q-T$  θερμού και ψυχρού ρευστού στο εσωτερικό ενός εναλλάκτη θερμότητας [Minea (2012)].



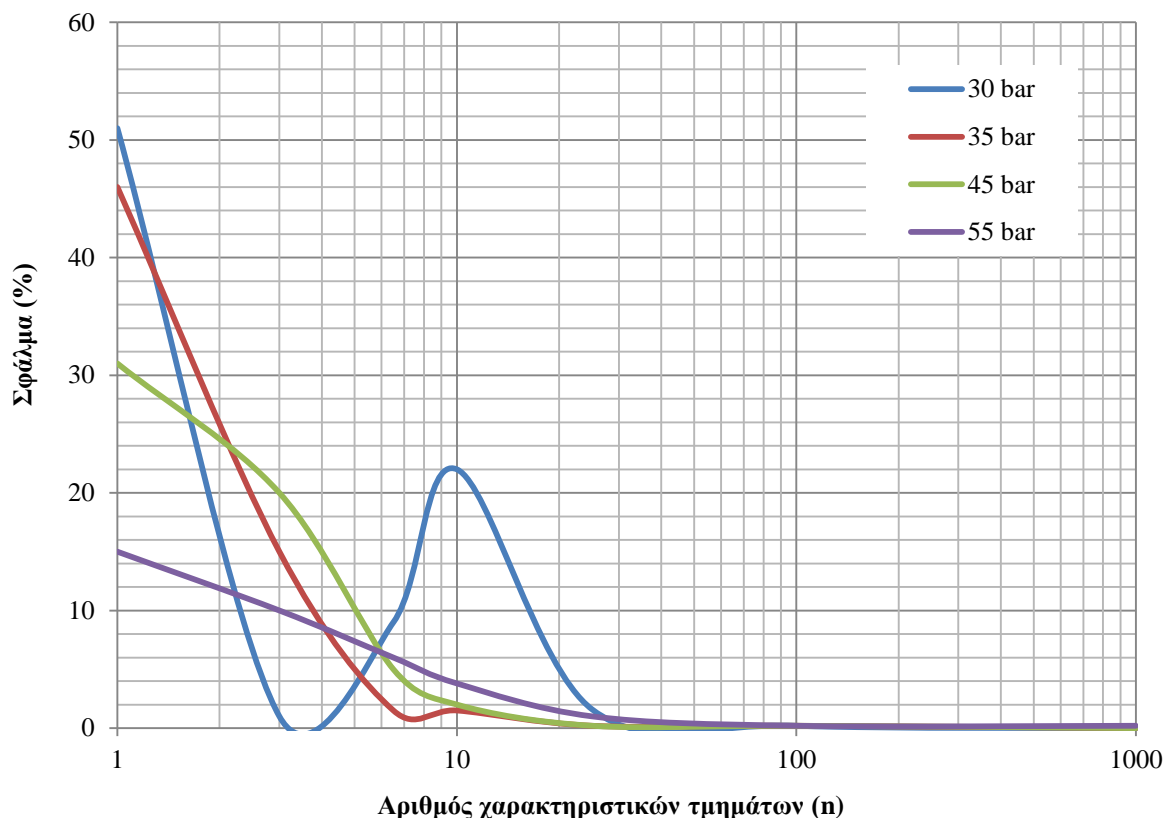
Σχήμα 8.3.2: Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας εναλλακτών, με ρευστό το R-245fa, σε θερμοκρασία  $140^{\circ}\text{C}$ , για διαφορετικό αριθμό χαρακτηριστικών τμημάτων [Karellas (2012)].



**Σχήμα 8.3.3:** Σφάλμα υπολογισμού του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας εναλλακτών με ρευστό το R-245fa, σε θερμοκρασία 140°C, για διαφορετικό αριθμό χαρακτηριστικών τμημάτων [Karellas (2012)].



**Σχήμα 8.3.4:** Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας εναλλακτών με ρευστό το R-227ea, σε θερμοκρασία 140°C, για διαφορετικό αριθμό χαρακτηριστικών τμημάτων [Karellas (2012)].



**Σχήμα 8.3.5:** Σφάλμα υπολογισμού του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας εναλλακτών με ρευστό το R-227ea, σε θερμοκρασία 140°C, για διαφορετικό αριθμό χαρακτηριστικών τμημάτων [Karellas (2012)].

Συμπερασματικά, ο υπολογισμός του συντελεστή αυτού πρέπει ιδανικά να υπολογιστεί μέσω της ακόλουθης αναλυτικής διαδικασίας: Ο εκάστοτε εναλλάκτης θερμότητας χωρίζεται σε  $n$  χαρακτηριστικά τμήματα, καθένα εκ των οποίων θεωρείται ως ξεχωριστός εναλλάκτης, και για το εκάστοτε τμήμα γίνεται ξεχωριστός υπολογισμός του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Με τον τρόπο αυτό μειώνεται σημαντικά το σφάλμα υπολογισμού, όπως υποδεικνύεται από τα Σχήματα 8.3.2 – 8.3.5.

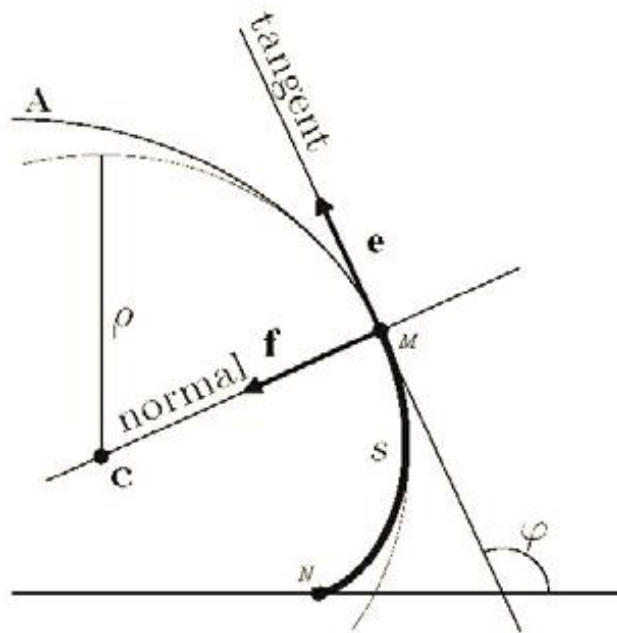
Ειδικότερα, για εύρος πιέσεων 30 – 65 bar, το σφάλμα υπολογισμού του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας κυμαίνεται μεταξύ 15 – 55%. Για λειτουργικές πιέσεις οι οποίες προσεγγίζουν την κρίσιμη πίεση του εργαζόμενου μέσου, το σφάλμα υπολογισμού αποτελεί φθίνουσα συνάρτηση της πίεσης, και ως αποτέλεσμα απαιτείται μικρότερος αριθμός χαρακτηριστικών τμημάτων, προκειμένου να επιτευχθεί η επιθυμητή ακρίβεια υπολογισμών. Αυτό συμβαίνει λόγω της ομαλότερης μεταβολής των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών του εργαζόμενου μέσου υπό αυξημένες πιέσεις.

Τελικά, παρατηρείται πως ο χωρισμός του εναλλάκτη σε τμήματα επηρεάζει άμεσα τον υπολογισμό του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας ιδιαίτερα την απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής του κάθε εναλλάκτη και, ως αποτέλεσμα, όλα τα οικονομικά στοιχεία του συστήματος του οργανικού κύκλου Rankine.

Ενδεικτικά, στη βιβλιογραφία αναφέρεται πως για περιπτώσεις λειτουργίας που πλησιάζουν τις κρίσιμες συνθήκες των εργαζόμενων μέσων, με τη διαμέριση ενός εναλλάκτη σε 500 τμήματα, το σφάλμα υπολογισμού του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας είναι της τάξεως του 0,01% [Minea (2012)].

### 8.2.3 Εκτονωτής

Όσον αφορά στον εκτονωτή του συστήματος, είναι δυνατή μια ακριβέστερη προσομοίωση αυτού, τόσο σε σχεδιαστικό επίπεδο, υπολογίζοντας τα βέλτιστα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των σπειρών για τη συγκεκριμένη εφαρμογή (Σχήμα 8.4.1) προκειμένου να ελαχιστοποιηθούν οι απώλειες πίεσης λόγω διαρροών και τριβών σε αυτόν, όσο και μελέτης συμπεριφοράς του εκτονωτή σε συνθήκες λειτουργίας εκτός του σημείου σχεδίασης. Επιπλέον αυτών, υπ' όσιν μπορούν να ληφθούν επίσης και οι απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον, καθώς και οι επιδράσεις της πιθανής ανομοιομορφίας της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, εξαιτίας των μεταβαλλόμενων καιρικών συνθηκών, στο οποίο είναι εγκατεστημένος ο εκτονωτής [Yang (2003)].



Σχήμα 8.4.1: Γεωμετρία σπειρών εκτονωτή [Gravesen and Henriksen (2001)].

### 8.2.4 Εκμετάλλευση της απορριπτόμενης θερμότητας των καυσαερίων

Δυνατή είναι και η διερεύνηση εκμετάλλευσης της θερμότητας που απορρίπτεται από τα καυσαέρια της κύριας μηχανής. Πιο συγκεκριμένα, λαμβάνοντας υπ' όσιν την ελάχιστη επιτρεπτή θερμοκρασία των καυσαερίων κατά την απόρριψή τους στην ατμόσφαιρα, καθώς και τις απαιτούμενες θερμικές και ηλεκτρικές ανάγκες του πλοίου, είναι εφικτή η μελέτη της σκοπιμότητας και απόδοσης της εκμετάλλευσης της θερμότητας των καυσαερίων μέσω ενός συστήματος οργανικού κύκλου Rankine και, εφ' όσον παρατηρείται περίσσεια της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος μέσω του συστήματος, η πιθανή εγκατάσταση ενός ηλεκτροκινητήρα, ο οποίος θα αποδίδει μηχανικό έργο στον άξονα της έλικας, με τελικό σκοπό τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης και της κύριας μηχανής, επί πλέον της εξοικονόμησης καυσίμου των ηλεκτρογεννητριών.

### 8.2.5 Προσομοίωση του όλου συστήματος εκτός του σημείου σχεδιασμού

Στην παρούσα εργασία, για τον υπολογισμό της ολικής εξοικονόμησης καυσίμου και της οικονομικής απόδοσης, έχει ληφθεί υπ' όσιν το ότι το σύστημα λειτουργεί και σε

φορτία διαφορετικά του ονομαστικού, χωρίς, όμως, να έχει αναπτυχθεί ένα λεπτομερές μοντέλο προσομοίωσης του συστήματος για λειτουργία εκτός του ονομαστικού φορτίου. Για την ακριβέστερη αξιολόγηση της συμπεριφοράς και βελτιστοποίηση του συστήματος, είναι απαραίτητη η ανάπτυξη μοντέλου προσομοίωσης για λειτουργία και εκτός του σημείου σχεδιασμού, το οποίο θα βασίζεται σε αντίστοιχα μοντέλα των επί μέρους στοιχείων του συστήματος.



## Βιβλιογραφία

### Ελληνική Βιβλιογραφία

Γεωργακάκου Η. (2012), “Χρήση εργαζόμενων μέσων νέας γενιάς σε ηλεκτροπαραγωγικούς κύκλους και αντλίες θερμότητας”, Ε.Μ.Π.

Κακαράς Ε. Κ. (2005), “Θερμοδυναμικοί Σταθμοί”, Εκδόσεις Φούντας.

Κακάτσιος Ξ. (2006), ”Αρχές Μεταφοράς Θερμότητας και Μάζης”, Εκδόσεις Συμεών, σελ. 381-424, Αθήνα.

Κατηνιώτης Ι. (2012), “Επαναληπτικός τετραγωνικός προγραμματισμός”, Διπλωματική εργασία, Ε.Μ.Π.

Κεραμιώτη Δ. (2009), “Αξιολόγηση ενεργειακών συστημάτων με συνεκτίμηση παραμέτρων βιώσιμης ανάπτυξης”, Διπλωματική εργασία, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Ε.Μ.Π.

Κοδοσάκης Ε.Δ. (1994) “Διαχείριση φυσικών πόρων και ενέργεια”, εκδ. Α. Σταμούλη, σελ. 233-240, Αθήνα.

Κυρτάτος Π.Ν. (1993), “Ναυτικοί Κινητήρες Diesel”, Εκδόσεις Συμμετρία, Αθήνα.

Μαθιουδάκης Κ. (2008), “Λειτουργία Αεριοστροβίλων και Ατμοστροβίλων”, Πανεπιστημιακές Εκδόσεις Ε.Μ.Π.

Παπαδόπουλος Χ.Ι. και Φραγκόπουλος Χ. (2008), “Μέθοδος Προμελέτης Ναυτικών Συστημάτων με Κινητήρες Diesel”, Πανεπιστημιακές Εκδόσεις Ε.Μ.Π.

Παπαϊωάννου Ι. (2011), “Ανάλυση διαφόρων οργανικών κύκλων Rankine για ανάκτηση θερμότητας από καυσαέρια κινητήρα Diesel”, Διπλωματική εργασία, Ε.Μ.Π.

Πασίρογλου Μ. (2008), “Μέθοδοι αποθήκευσης ηλιακής ενέργειας. Εφαρμογή σε ηλιακή λίμνη για την περιοχή της Αθήνας”, Διπλωματική εργασία, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Ε.Μ.Π.

Φραγκόπουλος Χ. Α. (2009), “Ενεργειακά Συστήματα Πλοίου”, Πανεπιστημιακές Εκδόσεις Ε.Μ.Π., Αθήνα.

Φραγκόπουλος Χ. Α. (2010), “Ανάλυση και Βελτιστοποίηση Ενεργειακών Συστημάτων”, Ε.Μ.Π., Αθήνα.

### Ξένη Βιβλιογραφία

Afgan N. H. and Carvalho M. (2000), ”Sustainable Assessment Method for Energy Systems”, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands.

Alfalaval < <http://www.alfalaval.com> >

Algieri A. and Morrone P. (2012), “Comparative energetic analysis of high-temperature subcritical and transcritical organic Rankine cycle (ORC). A biomass application in the Sibari district”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 36, pp. 236–244.

Alina Adriana Minea (2012), “Advances in Industrial Heat Transfer”, CRC Press.

Aljundi I.H. (2011), “Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle”, *Renewable Energy*, Vol. 36, No. 4, pp. 1196–1202.

Aneke M. et al. (2012), “Power generation from waste heat in a food processing application”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 36, pp. 171–180.

Angelino G. et al. (1998), “Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles(ORCs)”, *Energy*, Vol. 23, No. 6, pp. 449–463.

Arias D.A. et al. (2006), “Theoretical analysis of waste heat recovery from an internal combustion engine in a hybrid vehicle”, *SAE Paper 2006-01-1605*.

Baek J.S. et al. (2005), “Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part 1: Experimental investigation”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 2, pp. 141 – 151.

Baik Y. et al. (2012), “Power enhancement potential of a mixture transcritical cycle for a low-temperature geothermal power generation”, *Energy*, Vol. 47, No.1, pp. 70–76.

Bao J. and Zhao L. (2013), “A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 24, pp. 325-342.

Barbier E. (2002), “Geothermal energy technology and current status: an overview”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 6, pp 3-65.

Bejan A. et al. (1996), “Thermal Design and Optimization”, Wiley-Interscience Publications, Ch.9, pp. 473-497.

Barlev D. et al. (2013), “Innovation in concentrated solar power”, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Vol. 95, No. 10, pp. 2703-2725.

Bertani R. (2005) “World geothermal power generation in the period 2001 – 2005”, *Geothermics*, Vol. 34, pp 651-690.

Bertrand F. et al. (2011), “Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, pp. 3963-3979.

Binder K. and Schwarz V. (2002), “Present and future of heavy duty engine strategies for compliance to the emission legislation”, *Conf. on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines (THIESEL)*, Valencia, Spain.

Boggs P.T. et al. (1982), “On the local convergence methods for constrained Optimization”, *Control and Optimization*, Vol. 20, pp. 161-171.

Bonafin J. et al. (2010), “Performance improving of an Internal Combustion Engine for Ship Propulsion with a bottom ORC”, *ecos 2010*, Lausanne, Switzerland.

Bonnans F.J. et al. (2006), “Numerical Optimization, Theoretical and Practical Aspects (2nd Edition)”, Springer – Verlag, Berlin, Heidelberg.

Boretti A. (2012), “Recovery of exhaust and coolant heat with R245fa organic Rankine cycles in a hybrid passenger car with a naturally aspirated gasoline engine”, *Applied Thermal Engineering*, Vol.36, pp. 73–77.

Borsukiewicz - Gozdur A and Nowak W. (2007), “Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius–Rankine cycle”, *Energy*, Vol. 32, No. 4, pp. 344–52.

Borsukiewicz - Gozdur A. (2010), “Dual-fluid hybrid power plant co-powered by low-temperature geothermal water”, *Geothermics*, Vol. 39, No.2, pp. 170–176.

Brasz Lars J. (2004), “Ranking of Working Fluids for Organic Rankine Cycle Applications”, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue University.

Bronicki L.Y. (2005), “Organic Rankine Cycles in Geothermal Power Plants – 25 years of ORMAT experience”, *GRC Annual Meeting*, Reno, NV, USA.

Bronicki L.Y. and Robert A.M. (2001), “Solar ponds”, *Encyclopedia of physical science and technology*, New York academic press, pp. 149-166.

Bruno J.C. et al. (2008), “Modelling and optimisation of solar organic Rankine cycle engines for reverse osmosis desalination”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No.17, pp. 2212–2226.

Carrier Corporation Syracuse (2004), “High Efficiency Compression for Commercial and Industrial Applications”, New York.

Chen H. et al. (2010), “A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.14, No. 9, pp. 3059–3067.

Chen H. et al. (2011), “A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power”, *Energy*, Vol. 36, No. 1, pp. 549–555.

Chys M. et al. (2012), “Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles”, *Energy*, Vol. 44, No. 1, pp. 623–632.

Chen Y. et al. (2006), “A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an Organic Rankine Cycle with R-123 as working fluid in waste heat recovery”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 2142-2147.

Dai Y. et al. (2009), “Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No.3, pp. 576–582.

David G. et al. (2011), “Waste Heat Recovery Projects using Organic Rankine Cycle Technology – Examples of biogas engines and steel mills applications”, *World Engineers’ Convention*, Geneva.

Davis L. (1991), “Handbook of Genetic Algorithms”, Van Nostrand Reinhold.

Delgado-Torres A.M. and García-Rodríguez L. (2007a), “Comparison of solar technologies for driving a desalination system by means of an organic Rankine cycle”, *Desalination*, Vol. 216, No.1, pp. 276–291.

Delgado-Torres A.M. and García-Rodríguez L. (2007b), “Preliminary assessment of solar organic Rankine cycles for driving a desalination system”, *Desalination*, Vol.216, No. 2, pp. 252–275.

Delgado-Torres A.M. and García-Rodríguez L. (2010), “Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC)”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, No. 12, pp. 2846–2856.

Desai N.B. and Bandy S. (2009), “Process integration of organic Rankine cycle”, *Energy*, Vol. 34, No. 10, pp. 1674–1686.

DiPippo R. (2012), “Geothermal power plants: principles, applications case studies and environmental impact”, Butterworth-Heinemann, 3rd Revised edition.

Dong L. et al. (2009), “Development of small-scale and micro-scale biomass fuelled CHP systems – a literature review”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 2119-2126.

Doyle E. et al (1979), “Installation of a diesel organic Rankine compound engine in a Class-8 truck for a single vehicle test”, SAE paper 790646.

Drescher U. and Brüggemann D. (2007), “Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants”, *Applied Thermal Engineering* Vol. 27, No. 1, pp. 223–228.

Electra Therm < <http://electratherm.com/> >

Feihe Compressor Manufacturing Co., Ltd. < <http://www.screw-air-compressor.net/air-end/852151.html> >

Fiaschi D. et al. (2012), “Thermo-fluid dynamics preliminary design of turbo-expanders for ORC cycles”, *Applied Energy*, Vol.97, pp. 601–608.

Fletcher R. (1987), “Practical Methods of Optimization” , John Wiley and Sons, 2<sup>nd</sup> Ed. Chichester.

Frangopoulos C.A. and Keramioti D. (2010), “Multi-Criteria evaluation of Energy Systems with Sustainability Considerations”, Entropy, Vol. 12, pp. 1006 – 1020.

G.E.O. < <http://geothermal.marin.org/geopresentation/sld050.htm> >

Gaderer M. (2007), “Combined Heat and Power Production with the use of an organic working fluid in combination with biomass combustion”, Carmen Internationale Tagung für Betreiber von Biomasse-Heizwerken, Hersching, Germany.

Garg P. et al. (2013), “Evaluation of isopentane, R-245fa and their mixtures as working fluids for organic Rankine cycles”, Applied Thermal Engineering, Vol. 51, No.2, pp. 292–300.

Goldberg G. (1989), “Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning”, Addison Wesley Publishing Company.

Gravensen J. and Henriksen C. (2001), “The geometry of the scroll compressor”, SIAM Review, Vol. 42, pp. 113-126.

Guangbin L. et al. (2010), “Simulation and experiment research on wide ranging working process of scroll expander driven by compressed air”, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, No. 14, pp. 2073 – 2079.

Guo T. et al. (2011), “Selection of working fluids for a novel low- temperature geothermally powered ORC based cogeneration system”, Energy Conversion and Management, Vol. 52, No. 6, pp. 2384–2391.

Guo T. et al. (2011a), “Comparative analysis of natural and conventional working fluids for use in transcritical Rankine cycle using low-temperature geothermal source”, International Journal of Energy Research, Vol. 35, No.6, pp. 530–544.

Guo T. et al. (2011b), “Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources”, Energy, Vol. 36, No. 5, pp. 2639 – 2649.

He C. et al. (2012), “The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle”, Energy Vol. 38, No. 1, pp. 136–143.

He Y et al. (2012), “Simulation of the parabolic trough solar energy generation system with organic Rankine cycle”, Applied Energy, No. 97, pp. 630–41.

Heberle F. and Brüggemann D. (2010), “Exergy based fluid selection for a geothermal organic Rankine cycle for combined heat and power generation”, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, No.11, pp. 1326–1332.

Heberle F. et al. (2012), “Zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles for low-enthalpy geothermal resources”, Renewable Energy, Vol. 37, No. 1, pp. 364–370.

Heliex Power < <http://www.heliexpower.com/#About%20Heliex> >

Heywood J.B. (1981), “Automotive engines and fuels: a review of future options”, *Prog Energy Combust Sci*, Vol. 7, pp. 155-184.

Ho T. et al. (2012), “Comparison of the organic Rankine cycle (ORC) to the advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy”, *Energy*, Vol.42, No.1, pp. 213–223.

Holland J. (1992), “Adaptation in Natural and Artificial Systems”, M.I.T. Press.

Hountalas D.T et al. (2002), “Using a Phenomenological Multi-Zone Model to Investigate the Effect of Injection Rate Shaping on Performance and Pollutants of a DI Heavy Duty Diesel Engine”, SAE Paper No 2002-01-0074, 2002.

Hountalas D.T et al. (2005a), “Possibilities to achieve future emission limits for HD DI diesel engines using internal measures”, SAE Paper No 2005-01-0377.

Hountalas D.T et al. (2005b), “Use of a multi-zone combustion model to interpret the effect of injector nozzle hole geometry on HD DI diesel engine performance and pollutant emissions”, SAE Paper No. 2005-01-0367, 2005.

Hountalas D.T et al. (2012), “Improvement of bottoming cycle efficiency and heat rejection for HD truck applications by utilization of EGR and CAC heat”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 53, pp. 19-32.

HRS hevac < <http://www.hrs-heatexchangers.com/en/products/hevac/default.aspx> >

Hung T.C. (2001), “Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids”, *Energy Conversion and Management*, Vol.42, No.5, pp. 539–553.

Hung T.C. et al. (1997), “A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat”, *Energy* Vol. 22, No. 7, pp. 661-667.

Hung T.C. et al. (2010), “A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources”, *Energy*, Vol. 35, No. 3, pp. 1403–1411.

Inoue N. et al. (2007), “Development of electric power generation unit driven by waste heat: study on working fluids and expansion turbines”, ASME.

Kakalis N, Dimopoulos G, Stefanatos I. (2013), “Model-based techno-economic assessment and optimisazion of marine engine waste heat recovery options”, Paper No.:183, International Council on Combustion Engines, Shanghai.

Kang SH. (2012), “Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa as working fluid”, *Energy*, Vol. 41, No. 1, pp. 514–524.

Karellas S. and Schuster A. (2008), “Supercritical fluid parameters in organic Rankine cycle applications”, *International Journal of Thermodynamics*, Vol. 11, pp. 101-108.

Karellas S. et al. (2012), “Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 33, pp. 70-16.

Key World Energy Statistics, International Energy Agency (IEA), 2008.

Kiehne H. (2011) “Benefits of using high temperature ORC-modules for electricity-only applications”, *First International Seminar on ORC Power Systems*, TU Delft.

Kim H.J. et al. (2007), “Scroll expander for power generation from a low-grade steam source”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Journal of Power and Energy*, Vol. 221, No. 5, pp. 705 – 711.

Kosmadakis G. et al. (2009), “Comparative thermodynamic study of refrigerants to select the best for use in the high temperature stage of a two-stage organic Rankine cycle for RO desalination”, *Desalination*, Vol. 243, No.3, pp. 74–94.

Kosmadakis G. et al. (2010a), “Parametric theoretical study of a two-stage solar organic Rankine cycle for RO desalination”, *Renewable Energy*, Vol. 35, pp. 989-996.

Kosmadakis G. et al. (2010b), “Design of a two stage Organic Rankine Cycle system for reverse osmosis desalination supplied from a steady thermal source”, *Desalination*, Vol. 250, pp. 323-328.

Krajnc and Glavic (2005), “How to compare companies on relevant dimensions of sustainability”, *Ecological Economics*, Vol. 55, pp. 551 – 563.

Kuo C.R. et al. (2011), “Analysis of a 50 kW organic Rankine cycle system”, *Energy*, Vol.36, No. 10, pp. 5877–5885.

Lai N.A. and Fischer J. (2012), “Efficiencies of power flash cycles”, *Energy*, Vol. 44, No. 1, pp. 1017–1027.

Lai Ngoc-Anh et al. (2011), “Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles”, *Energy*, Vol. 36, pp. 199-211.

Lakew A.A. and Bolland O. (2010), “Working fluids for low-temperature heat source”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No.10, pp. 1262–1268.

Lee M.J et al. (1993), “Thermophysical capability of ozone-safe working fluids for an organic Rankine cycle system”, *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 23, No. 5, pp. 409-418.

Leising C.J. et al. (1978), “Waste heat recovery in truck engines”, *SAE paper 780686*.

Li J. et al. (2012), “Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat source temperatures”, *Energy* Vol. 38, No. 1, pp. 85–95.

Lemort V. et al. (2009), “Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic Rankine cycle”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 14, pp. 3094 – 3102.

Lemort V. et al. (2012), “Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Journal of Power and Energy, Vol. 226, No.1 , pp.126 – 136.

Li M. et al. (2013), “Construction and preliminary test of a low-temperature regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) using R-123”, Renewable Energy, Vol. 57, pp. 216-222.

Li T. et al. (2012), “Cascade utilization of low temperature geothermal water in oil field combined power generation, gathering heat tracing and oil recovery”, Applied Thermal Engineering, Vol.40, pp. 27–35.

Li W. et al. (2011), “Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle”, Applied Thermal Engineering, Vol. 31, No.18, pp. 4014–4023.

Liu B. et al. (2012), “Investigation of a two stage Rankine cycle for electric power plants”, Applied Energy, Vol. 100, pp. 285-294.

Liu B.T. et al. (2004), “Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery”, Energy Vol. 29, No.8, pp. 1207–17.

Lodwig E. (1975), “Performance of a 35-hp organic Rankine cycle exhaust gas powered system”, SAE paper 700160.

Lukowicz H. and Kochaniewicz A. (2012), “Analysis of the use of waste heat obtained from coal-fired units in organic Rankine cycles and for brown coal drying”, Energy, Vol. 45, No. 1, pp. 203–212.

Lunde JW. (2006) “Geothermal energy focus: tapping the earth’s natural heat”, Refocus.

Lunde JW. (2004), “100 years of geothermal power production”, GHC Bulletin.

Madhawa et al. (2007), “Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources”, Energy, Vol. 32, No. 9, pp. 1698–706.

Mago P.J. et al. (2008), “An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids”, Applied Thermal Engineering, Vol. 28, No.8, pp. 998–1007.

Maizza V. and Maizza A. (1996), “Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems”, Applied Thermal Engineering, Vol. 16, No. 7, pp. 579 – 590.

Maizza V. and Maizza A. (2001), “Unconventional working fluids in organic Rankine cycles for waste energy recovery systems”, Applied Thermal Engineering, Vol. 21, No. 3, pp. 381–390.

M.A.N Diesel & Turbo SE <<http://www.mandieselturbo.com/0000857/Products/Marine-Engines-and-Systems/Low-Speed/Marine-Engine-Programme.html>>

Manolakos D. et al. (2005), “Design of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination”, Desalination, Vol.183, No. 2, pp. 73–80.



Manolakos D. et al. (2007), “Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination”, *Desalination*, Vol. 203, No. 1, pp. 366 – 374.

Marion M. et al. (2012), “Study and optimization of a solar subcritical organic Rankine cycle”, *Renewable Energy* Vol. 48, pp. 100–109.

Mathias J.A. et al. (2009), “Experimental testing of gerotor and scroll expanders used in, and energetic and exergetic modeling of, an organic Rankine cycle”, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 131.

Michalewicz Z. (1996), “Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs”, Springer – Verlag, 3<sup>rd</sup> Ed.

Mikielewicz D. and Mikielewicz J. (2010), “A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP”, *Applied Thermal Engineering* Vol. 30, No. 16, pp. 2357–2362.

Miller E.W. et al. (2009), “Modeling energy recovery using thermoelectric conversion integrated with an organic Rankine bottoming cycle”, *Journal of Electronic Materials*, Vol. 38, pp. 1206-1213.

Mitchell M. (1996), “An introduction to Genetic Algorithms”, M.I.T. Press

Morton O. (2006), “Solar energy- A new day dawning ? : Silicon Valley sunrise ”, *Nature*, No. 443.

Nafey A.S. and Sharaf M.A. (2010), “Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process:energy, exergy, and cost evaluations”, *Renewable Energy*, Vol. 35, No. 11, pp. 2571–2580.

Nathan S. et al. (2006), “Powering the planet: Chemical challenges in solar energy utilization” , *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, Vol. 103, No. 4, pp. 1729–1735.

Nguyen V.M. and Doherty P.S (2001), “Development of a prototype low temperature Rankine cycle electricity generation system”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 169-181.

Nikhil J.G. and Lawankar S.M. (2012), “Heat Transfer Analysis of Corrugated Plate Heat Exchanger of Different Plate Geometry: A Review.”, *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, Vol. 2, No. 10, pp. 2250 – 2459.

Obernberger I. (1998), “Decentralized biomass combustion: state of the art and future development” , *Biomass and Bioenergy*, Vol.14.

Obernberger I. and Hammerschmid A. (2001), “Biomass fired CHP plant based on an ORC cycle – Project”, *ORC-STIA-Admont Final Report, Bio-energy systems*.

Obernberger I. et al (2002), “Description and evaluation of the new 1000 kW<sub>el</sub> organic Rankine cycle process integrated in the biomass CHP plant in Lienz, Austria”, Euro heat and Power.

Organic Rankine Cycle < <http://www.orcycle.be> >

Ormat Technologies Inc. < <http://www.ormat.com/> >

Orosz M. (2009), “Small scale solar ORC system for distributed power in Lesotho”, Johannesburg, South Africa: Solar World Congress.

Parimal P.S and Doyle E.F. (2006), “Compounding the truck diesel engine with an organic Rankine cycle system”, SAE Paper No. 760343.

Ngoc A.L. et al. (2011) “Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles”, Energy Vol. 36, pp. 199-211.

Patel P.S. and Doyle E.F. (1973), “Compounding the truck diesel engine with an organic Rankine cycle system”, SAE paper 760343.

Pedro J.M. et al. (2008), “An examination of regenerative Organic Rankine Cycle using dry fluids”, Applied Thermal Engineering, Vol. 28, pp. 998-1007.

Peterson R.B. et al. (2008), “Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Journal of Power and Energy, Vol. 222, No.3, pp. 371 – 382.

Quoilin S. (2007), “Experimental Study and Modeling of a Low Temperature Rankine Cycle for Small Scale Cogeneration”, University Of Liege.

Quoilin S. and Lemort V. (2009a), “The Organic Rankine Cycle: Thermodynamics, Applications and Optimization”, University of Liege, Belgium.

Quoilin S. and Lemort V. (2009b), “Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems”, 5<sup>th</sup> European Conference in Economics and Management of Energy in Industry, Algarve, Portugal.

Quoilin S. et al. (2009), “Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic Rankine Cycle”, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 3094 – 3102.

Quoilin S. et al. (2010), “Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander”, Applied Energy, Vol. 87, pp. 1260-1268.

Quoilin S. et al. (2011a), “Performance and design optimization of a low cost solar organic Rankine cycle for remote power generation”, Solar Energy, Vol.85, No. 5, pp. 955–966.

Quoilin S. et al. (2011b), “Sustainable energy conversion through the use of organic Rankine cycles for waste heat recovery and solar applications”, PhD thesis, University of Liège, Belgium.

Quoilin S. et al. (2011c), “Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 2885-2893.

Rayegan R. and Tao Y.X. (2011), “A procedure to select working fluids for solar organic Rankine cycles (ORCs)”, *Renewable Energy* Vol. 36, No. 2, pp. 659–670.

Reay D.A. and Span F.N. (1979), “Heat Recovery Systems”, London.

Rohsenow W.M. et al. (1985), “Handbook of Heat Transfer Applications, 2<sup>nd</sup> Edition”, McGraw-Hill, U.S.

Rowshanzadeh R. (2008), “Performance and cost evaluation of Organic Rankine Cycle at different technologies”, Department of Energy Technology, KTH, Sweden.

Roy J.P. et al. (2010), “Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle”, *Energy*, Vol. 35, No. 12, pp. 5049–5062.

Roy J.P. et al. (2011), “Performance analysis of an organic Rankine cycle with superheating under different heat source temperature conditions”, *Applied Energy*, Vol.88, No. 9, pp. 2995–3004.

Ryms M. et al. (2013), “Adapting the pinch point analysis to improve the ORC design process.”, *International Journal of Energy Research*, Vol. 37.

Saitoh T. and Hoshi A. (2002), “Proposed solar Rankine cycle system with phase change steam accumulator and CPC solar collector”, IECEC, paper No. 20150.

Saleh B. et al. (2007), “Working fluids for low- temperature organic Rankine cycles”, *Energy*, Vol.32, No.7, pp.1210–1221.

Sánchez D. et al. (2011), “Preliminary analysis of compound systems based on high temperature fuel cell, gas turbine and organic Rankine cycle”, *Journal of Power Sources*, Vol. 196, No. 9, pp. 4355–4363.

Sauret E. and Rowlands A.S. (2011), “Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems”, *Energy*, Vol. 36, No. 7, pp. 4460 – 4467.

Schuster A. et al. (2009), “Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp.1809-1817.

Schuster A. et al. (2006), “Innovative Applications of Organic Rankine Cycle”, 19<sup>th</sup> International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Agia Pelagia, Crete, Greece.

Shengjun Z et al. (2011), “Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation”, *Applied Energy*, Vol. 88, No. 8, pp. 2740–2754.

Siddiqi M.A. and Atakan B. (2012), “Alkanes as fluids in Rankine cycles in comparison to water, benzene and toluene”, *Energy*, Vol. 45, No. 1, pp. 256–63.

Smith I.K. et al. (2010), “Screw Expanders Increase Output and Decrease the Cost of Geothermal Binary Power Plant Systems, City University, Northampton Square, London.

Smith J.K. et al. (2000), “Development of a twin screw expander as a throttle valve replacement for water – cooled chillers”, *Energy*, Vol. 35, No. 1, pp. 187–195.

Smolen S. (2011), “Simulation and Thermodynamic Analysis of a Two-Stage Organic Rankine Cycle for Utilization of Waste Heat at Medium and Low Temperature Levels”, *Energy Science and Technology*, Vol. 1, pp. 64-78.

Spakovszky Z.S. (2009), “Thermodynamics and Propulsion”, *Unified Engineering Notes*, M.I.T Press.

Srinivasan K.K. et al. (2008), “Improving the efficiency of the advanced injection low pilot ignited natural gas engine using organic Rankine cycles”, *J Energy Resour Techno Trans ASME*, paper 130:0222011–7.

Sun F. et al. (2012), “Optimization design and exergy analysis of organic Rankine cycle in ocean thermal energy conversion”, *Applied Ocean Research*, Vol.35, pp. 38–46.

Sun J. and Li W. (2011), “Operation optimization of an organic Rankine cycle (ORC) heat recovery power plant”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 2032-2041.

Sun W. and Yuan X. (2006), “Optimization Theory and Methods – Nonlinear Programming”, *Springer Science+Business Media, LLC*.

Tchanche B.F. et al. (2009), “Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 11, pp. 2468–2476.

Trieb F. et al. (1997), “Solar electricity generation – a comparative view of technologies, costs and environmental impact”, *Solar Energy*, Vol. 59, pp. 89-99.

Tri-o-gen < <http://www.triogen.nl/> >

Turboden < <http://www.turboden.eu/en/home/index.php> >

U.S Energy Information Administration < <http://www.eia.gov/> >

Vaja I. and Gambarotta A. (2010), “Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs)”, *Energy*, Vol. 35, No.2, pp. 1084–1093.

Vélez F. et al. (2012), “Comparative study of working fluids for a Rankine cycle operating at low temperature”, *Fuel Processing Technology*, Vol. 103, pp. 71–77.

Vijayaraghavan S. and Goswami D.Y. (2005), “Organic working fluids for a combined power and cooling cycle”, *ASME J Energy Resources Technology*, No. 127, pp.125–130.

- Wali E. (1980), “Optimum working fluids for solar powered Rankine cycle cooling of buildings”, *Solar Energy* Vol. 25, pp. 235 – 241.
- Wang D. et al. (2012), “Performance analysis of double organic Rankine cycle for discontinuous low temperature waste heat recovery”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 48, pp. 63–71.
- Wang E.H. et al. (2011), “Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery”, *Energy*, Vol. 36, No. 5, pp. 3406–3418.
- Wang J.L et al. (2010), “A comparative study of pure and zeotropic mixtures in low-temperature solar Rankine cycle”, *Applied Energy*, Vol.87, No. 11, pp. 3366–3373.
- Wang W. et al. (2011), “Preliminary experimental study of single screw expander prototype”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 17, pp. 3684 – 3688.
- Wang X.D. and Zhao L. (2009), “Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation”, *Solar Energy*, Vol. 83, No.5, pp. 605–613.
- Wang X.D. et al. (2011), “Experimental investigation on the low- temperature solar Rankine cycle system using R245fa”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 2, pp. 946–952.
- Wang Z.Q. et al. (2012), “Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat”, *Energy*, Vol. 40, No. 1, pp. 107–115.
- Wikipedia – List of Refrigerants < [http://en.wikipedia.org/wiki/List\\_of\\_refrigerants](http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_refrigerants) >
- Wikipedia – Geothermal Power < [http://en.wikipedia.org/wiki/Geothermal\\_energy](http://en.wikipedia.org/wiki/Geothermal_energy) >
- Wikipedia – Heat Exchanger < [http://en.wikipedia.org/wiki/Heat\\_exchanger](http://en.wikipedia.org/wiki/Heat_exchanger) >
- Yamada N. et al. (2012), “Study on thermal efficiency of low-to medium-temperature organic Rankine cycles using HFO–1234yf”, *Renewable Energy*, Vol. 41, pp. 368–375.
- Yamamoto T. et al. (2001), “Design and testing of the organic Rankine cycle”, *Energy*, Vol. 26, No. 3, pp. 239 – 251.
- Yang L. et al. (2003), “Mathematical Model and Energy Efficiency Analysis of a Scroll-type Air Motor”, *IAENG International Journal of Applied Mathematics*, Vol. 38, No.1.
- Zhang B. et al. (2007), “Development of a double acting free piston expander for power recovery in a transcritical CO<sub>2</sub> cycle”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 8, pp. 1629 – 1636.
- Zhang H.G et al. (2013), “A performance analysis of a novel system of a dual loop bottoming organic Rankine cycle (ORC) with a light-duty diesel engine”, *Applied Energy*, Vol. 102, pp. 1504-1513.

Zhao L. and Junjiang B. (2013), “A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 24, pp. 325 – 342.

Zhao P. et al. (2012), “Parametric analysis of a hybrid power system using organic Rankine cycle to recover waste heat from proton exchange membrane fuel cell”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 37, No. 4, pp. 3382–3391.

